



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODELY A CHARAKTERISTIKY PNEUMATIK

TYRE MODELS AND CHARACTERISTICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MIROSLAV JEŘÁBEK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MARIÁN LAURINEC

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Jeřábek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Modely a charakteristiky pneumatik

v anglickém jazyce:

Tire models and characteristics

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na zpracování přehledu nejčastěji používaných matematických modelů dynamiky pneumatik používaných při vyšetřování dynamiky vozidla a jejich matematické popisy spolu s přehledem funkčních charakteristik popisujících vlastnosti pneumatik.

Cíle bakalářské práce:

Cílem bakalářské práce je vypracování rešerše v oblasti modelování dynamiky pneumatik. Matematické modely, jejich odvození, využití jejich zjednodušených forem, charakteristiky pneumatik a jejich měření.

Seznam odborné literatury:

H. B. Pacejka: Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis, Jan 1993, ISBN: 9026513321

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Marián Laurinec

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 1.3.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



Abstrakt

Tato bakalářská práce mapuje historii a vývoj výpočtového modelování pneumatiky. Se zvyšujícími požadavky dopravy bylo nutno začít sledovat vlastnosti a charakteristiky pneumatik s cílem jejich trvalého zlepšování. S nástupem výpočetní techniky byly zdokonaleny matematické výpočtové modely nebo byly nově vytvořeny.

Klíčová slova

Pneumatika, charakteristika, matematické výpočtové modely, vlastnosti pneumatik, MKP - model, Magic Formula, SWIFT - model.

Abstrakt

This bachelor work map tire model story and evolution. With raising transport requirements was necessity start characteristic tires watch with a view to their lasting amelioration. With entrance CT were improvement mathematical computational or were newly creation.

Keywords

Tyre, characteristics, mathematical computational models, tyre properties, FEM – model, Magic Formula tyre model, SWIFT tyre model.



Bibliografická citace

JEŘÁBEK, M. *Modely a charakteristiky pneumatik*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 52 s.
Vedoucí bakalářské práce ing. Marián LAURINEC.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením ing. Mariána LAURINCE a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2011

.....
Jméno a přímení



Poděkování

Chci poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Mariánu LAURINCOVI za cenné rady a vstřícnost. Také chci poděkovat mé snoubence a dvouměsíčnímu synovi za trpělivost. Děkuji též všem ostatním, kteří mi poskytli pomoc či podporu.



Obsah

Úvod	9
1. Konstrukce pneumatiky	11
1.1. Pneumatika	11
1.2. Současné směry vývoje pneumatiky	12
2. Značení pneumatik	17
3. Zkoušky pneumatik	18
3.1. Laboratorní zkoušky	18
3.2. Silniční zkoušky	19
3.3. Zkoušky účelově oddělených částí	21
3.4. Zkoušky kompozitních prvků	22
3.5. Zkoušky elastomerů	22
3.6. Zkoušky výztužných vláken (kordů)	24
3.7. Korozní zkoušky	24
4. Modelování pneumatik - vývoj	25
4.1. Diagonální pneumatiky	26
4.2. Radiální pneumatiky	26
4.3. Vývoj modelování kontaktní úlohy	28
5. Současné teorie používané při modelování pneumatik	29
5.1. Membránová teorie	30
5.2. Teorie sítě	30
5.3. Laminátový model	30
5.4. Teorie tenkých skořepin	30
5.5. Pásový model pneumatiky	31
5.6. Metoda konečných prvků MKP	31
5.7. Vláknová teorie	32
5.8. Brush model (kartáčový model)	32
5.9. HSRI model	35
5.10. Magic Formula model pneumatiky	37
5.11. In-Plane dynamický model pneumatiky	40
5.12. SWIFT model pneumatiky	43
5.13. Tandem-cam enveloping model (obálkový model)	45
5.14. FTire model pneumatiky	46
5.15. HTire model pneumatiky	49
6. Závěr	50
7. Použitá literatura a ostatní prameny	51



Úvod

Historie automobilů v jakémkoliv směru a odvětví, byla vždy úzce spjata s vývojem a zdokonalováním pneumatik.

S latexem experimentoval již v 18. století Skotský chemik Charles McIntosh (1766 – 1843), vynálezce nepromokavého materiálu. Směs však měla také mnoho nežádoucích účinků a proto se ji další vědci pokoušeli stabilizovat.

V roce 1839 si Charles Goodyear všiml, že přidáním síry do roztavené latexové lázně lze získat kvalitativně lepší materiál s lepším poměrem pružnosti a pevnosti. Odtud byl již jen krůček a světlo světa spatřila v roce 1845 první pneumatika patentovaná Angličanem Robertem Williamem Thomsonem. Jeho konstrukce byla řešena pomocí tenkých hadic, což mělo své výhody, neboť odolala i více defektům. Na druhou stranu však byla její výroba poměrně nákladná a z důvodu malé rozšířenosti dopravy zůstal jeho nápad v podstatě nevyužit.

S dalším patentem přišel v roce 1888 Skot John Boyd Dunlop. Z důvodu rozšířenosti jízdních kol se pneumatika rychle ujala hlavně díky výrazně vyššímu komfortu jízdy. V roce 1891 byl Dunlopův patent překvalifikován, neboť prvenství patřilo právě Thomsonovi.

V roce 1895 uvedl A. Michelin první pneumatiku pro automobily. Díky postupnému rozšiřování využití pneumatiky začalo docházet i k jejímu zdokonalování.

J.F.Palmer spolu s B.F.Goodrichem uvádí kolem roku 1900 pneumatiku s kordovou výztužnou tkaninou místo do té doby využívaného kříženého výztužného materiálu. Jako výztuže se nyní začíná využívat více druhů materiálů a s dalšími se experimentuje. Hovoří se o Irském lnu, hedvábí, oceli, viskóze, polyesteru, aramidu (polyamidu) používanému od roku 1976.

Samotným vývojem výztuže však vývoj pneumatiky nekončí a tak byly uvedeny vyměnitelné “rims”obruče (1904), první letecké pneumatiky (1906), plochý běhoun se vzorkem pro lepší přenos tažných, brzdných a smykových sil (1908), přidávají se saze pro vyšší životnost (BF Goodrich 1910).

Nejvýznamnější změny v pneu technologiích samozřejmě nastaly ve 20. století. K vývojovému posunu přispěly i obě světové války, neboť motorizace vojsk měla jednoznačně prioritu.

V roce 1940 byla uvedena první pneumatika z umělé pryže (BF Goodrich), Michelin uvádí radiální pneumatiku (1946), Goodyear uvádí první nylonovou pneumatiku (1947), o bezdušových pneumatikách víme od roku 1947 (BF Goodrich).

Goodyear uvádí pneumatiku s polyesterovým kordem (1963) a krátce po něm Armstrong Rubber pneumatiku se skleněnými vlákny (1965).

V roce 1974 uvádí Pirelli širokou nízkoprofilovou pneumatiku.

Pneumatiky vyráběné v současnosti jsou původní konstrukci velmi vzdálené, mohou být tvořeny i z více než deseti materiálů. Specializují se na různé povrchy, poskytují bezpečnou a komfortní jízdu, mají velkou odolnost a vysokou životnost.

I v současnosti jsou pneumatiky neustále vyvíjeny a zdokonalovány jako následek neustále se zvyšujících požadavků dopravy a sportu.

Spolu s mohutným rozvojem dopravy v posledních desetiletích se zvyšuje i spotřeba a nároky na kvalitu pneumatik. Poslední období je tak charakterizováno i velkým rozmachem gumárenského průmyslu. Výroba pneumatik přitom není pouhým tvarováním černé kaučukové hmoty, jak se většina veřejnosti domnívá.

Od počátku byly pneumatiky zdokonalovány především pozorováním stávajících vzorků a vylepšováním takřkajíc metodou pokus a omyl. Byla zde ovšem i snaha o matematický popis pneumatiky a dějů kolem ní. Než lze přistoupit k vlastnímu výrobnímu procesu, je nutno plášť



nejprve navrhnout a zkonstruovat. Po náročných testech ve zkušebnách (zkoušky soudržnosti, plynupropustnosti, kilometrového výkonu – tzv. bubnové zkoušky atd.) přicházejí na řadu ještě zkoušky v terénu, případně na zkušebních polygonech. Teprve po jejich zdárném ukončení může být zahájena vlastní sériová výroba. Suroviny vstupující do výrobního procesu procházejí náročnou kontrolou jak v laboratořích výrobců (dokladem jsou atesty kvality), tak i při vstupní kontrole výrobce pneumatik.



1. KONSTRUKCE PNEUMATIKY

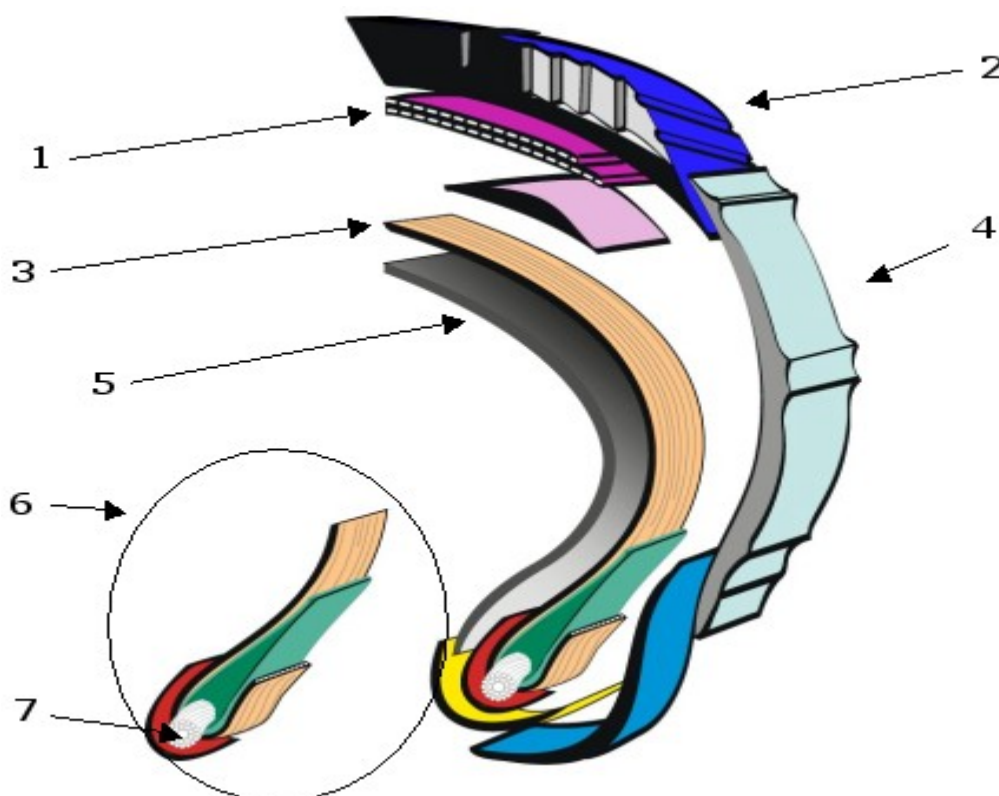
Pneumatiky lze rozdělit na: - plné

- komorové
- pneumatiky s duší (TUBETYPE)
- bezdušové (TUBELLES)

1.1. Pneumatika

je souborný název pro **plášť**, **duši** a **ochrannou vložku**.

Každá pneumatika se skládá ze tří hlavních komponentů: pryž (80–85%), různá vlákna (12–15%) a ocelový kord (2–3%). Soudobá pneumatika je vlastně **vyztužený pryžový kompozit**. Pláště pro osobní i nákladní automobily se skládají ze čtyř hlavních částí: koruna, rameno, bok a patka.



Obr. 1: Hlavní části pneumatiky [15]:

- 1 - korunní kordová vrstva; 2 - běhoun; 3 - radiální kordová vrstva; 4 - bočnice; 5 - vnitřní gumová vrstva; 6 - patka; 7 - patní lano

Základní suroviny pro výrobu pneumatik jsou: **elastomery** (přírodní nebo syntetické kaučuky), přísady do kaučukových směsí, kordy z přírodních a chemických vláken, kordy z ocelových vláken a v poslední řadě ocelové patní lano.



1.2. Současné směry vývoje pneumatiky

Konstrukteři dnešních pneumatik se vydávají v zásadě dvěma směry. Prvním je **zdokonalování stávajících konstrukcí** za účelem výrazného zvýšení životnosti, snížení valivého odporu apod. Druhý směr představuje **zcela nové konstrukce**, které se vyznačují použitím zcela nových materiálů a absencí jiných.

1.2.1. Zdokonalování stávajících konstrukcí

Zdokonalováním stávajících konstrukcí za účelem výrazného prodloužení životnosti a tím snížení nákladů na provoz vozidel se ubírá i firma **Michelin** s pneumatikami **XZM**. Ocelová radiální kostra činí pneumatiku prakticky neprorazitelnou a vzhledem k použití technologie „tubeless bead seal“ eliminuje i riziko náhlého úniku tlaku. Též absorpce otřesů a vibrací je vyšší a tím i jízdní komfort. Výrobce garantuje dvojnásobnou životnost oproti ostatním typům stejného segmentu.

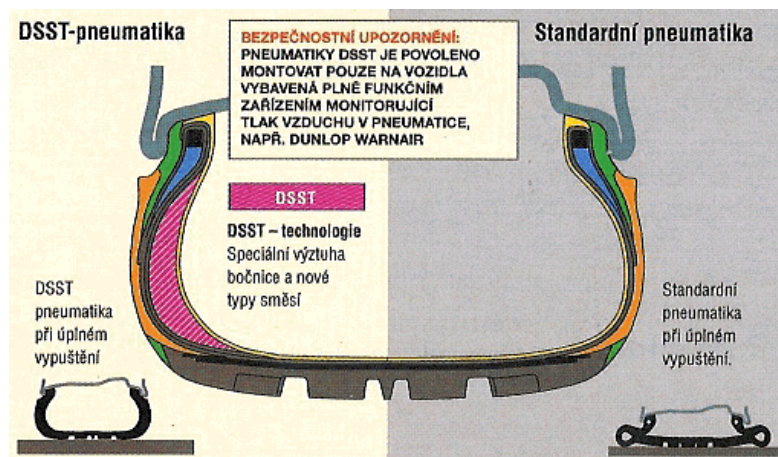
Pneumatika **Michelin Energy Saver** byla uvedena na trh počátkem roku 2008. Jde cestou snižování valivého odporu (podle výrobce až o 20%), což vede ke snížení spotřeby pohonných hmot na referenčním vozidle o 0,2 l na 100km. Ekologický přínos spočívá ve snížení emisí CO₂ o 4 g na km. Nemalý význam má i vynikající kilometrový výkon.

Defekt s totálním únikem plnicího média pneumatiky, kterým může být vzduch, dusík, nebo další plyny, děsí řidiče vozidel ve všech odvětvích. Je nebezpečný jak u běžného vozidla v důsledku možné ztráty kontroly nad vozidlem, tak především u vozidel sportovních. Na počátku byla firma **Goodyear** se systémem **Lifeguard** (pneumatika v pneumatice). Firma **Dunlop** má patentován systém **Denloc**, který zabráňoval sklouznutí patky do lůžka ráfku a tím chránil boky pneumatiky před rychlým zničením. Bylo možné ujet ještě kolem 30km.

Goodyear a **Pirelli** vyvinuli společně **AH-ráfek** s asymetrickým výstupem po obvodě, který způsobil, že ocelové lanko v jádru patky ráfek sevřelo a patka nesklouzla do lůžka ráfku. Velmi slibně vypadalo řešení firmy **Continental** s názvem **CTS (Continental Tyre System)**. Patka pláště měla jiné tvarování, stejně jako ráfek. Pneumatika byla na ráfku uchycena z vnitřní strany, boky pneu byly měkčí a nepřišly s hranou ráfku do styku a tedy se nemohly mechanicky poškodit. Navíc byl ve středu ráfku instalován široký kruhový kotouč, který sloužil pneumatice jako opora při úplné ztrátě tlaku. Systém je velmi nákladný a používá se jen u speciálních pancéřovaných vozů. Výkony jsou však impozantní. Při rychlosti 80km/h dojezd 300 až 500km.

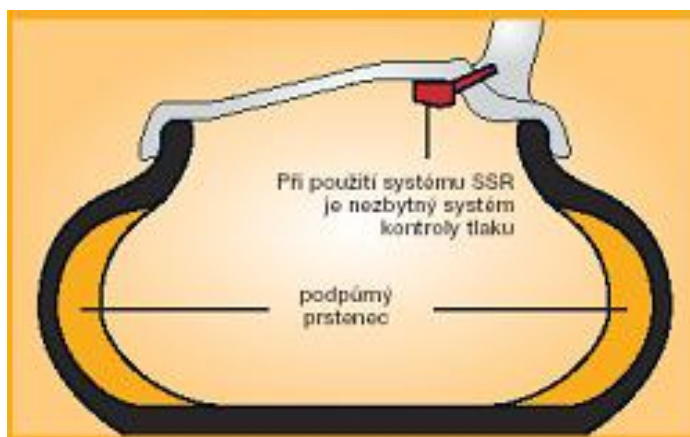
Goodyear experimentuje s pneumatikami **EMT (Extended Mobility Technology)** se zesílenými boky pneumatiky kompozitními materiály z vnější i vnitřní strany. Následkem toho se pneumatika při ztrátě tlaku nebortí a její cena je vyšší jen asi o 20 procent.

Dunlop označuje pneumatiku s podobnými vlastnostmi jako **DSST (Dunlop Self Supporting Technology)**. Garantuje dojezd do vzdálenosti 80km rychlostí až 80km/hod.



Obr. 14: DSST – pneumatika [24].

Continental má též pneumatiku se zesílenými boky pod názvem **SSR (Self Supporting Run-flat-tyre)**.



Obr. 15: Systém SSR [24].

Continental se svou **CSR (ContiSupportRing)** nezasahuje do stávajících konstrukcí ráfků ani pneumatik. Podpurný kroužek se stará o dojezd v případě ztráty tlaku. Prvovýbava vozů M-B Maybach.



Obr. 16: Systém CSR [24].



Nejvíce interesujícím systémem současnosti je však patent firmy **Michelin** s názvem **PAX**. Patka pláště je na ráfku přichycena mechanickými poměry a primárně tedy nedrží tlakem vzduchu. Patka při ztrátě tlaku zůstane na svém místě a podpůrný prstenec v pneumatice zajistí možnost pokračovat v jízdě až do vzdálenosti 200km rychlostí až 80km/hod. Pneumatiky mají navíc odstraněnu přechodovou zesílenou část mezi patkou a boky pneumatiky, která se za normálních okolností deformuje a zvyšuje valivý odpor. Absence přechodové části dovoluje snížit profil pneumatiky a tím zvětšit průměr kola pro montáž větších brzdových kotoučů. Kola systému PAX jsou asymetrická z důvodu montáže podpůrného polyuretanového neděleného prstence.



Obr. 17: Hlavní komponenty systému PAX [24].



Obr. 18: PAX v řezu [24].



1.2.2. Nové konstrukce

Nový směr ve vývoji pneumatik naznačila firma **Michelin**, která v roce 2004 na autosalonu v Paříži a poprvé pak na autosalonu v lednu 2005 v Detroitu představila nové řešení v oblasti pneumatik, tzv. pneumatiku **Tweel**, jejíž označení je složeninou slov **Tyre** (pneumatika) a **Wheel** (kolo) a plně tak vystihuje konstrukci spojující disk a pneumatiku do jednoho celku. Klasická pneumatika odpradávna trpí rizikem defektu spojeným s únikem plynného média stlačeného uvnitř. Firma spojila pryžový běhoun s diskem pomocí radiálně orientovaných plastových lamel. Představeny již byly exempláře pro zemní stroje, vysokozdvizné vozíky, prostředky osobní dopravy (kočárky, kola koloběžky, skateboardy atd.). V současnosti pokračují dlouhodobé testy na osobních automobilech i v nákladní dopravě. Testy konstrukčního řešení potvrzují očekávané výrazné zlepšení řady vlastností konvenčních pneumatiky. Plyn, který se nyní ve Tweelu nenachází, nemůže uniknout a tak odpadají defekty a rezervní kola (úspora váhy, místa i nemalých finančních prostředků). Podle dostupných informací vykazují tyto pneumatiky i vyšší výkony. Především radiální tuhost mající přímou souvislost s komfortem jízdy a též boční tuhost odolávající bočním silám při zatáčení vozidla. Obě charakteristiky jsou dobře odstupňovatelné za hranice možností klasických plášťů. V neposlední řadě také testy prokázaly minimálně o 5 % nižší valivý odpor, což je cesta k úspoře paliva a snížení emisí skleníkových plynů. Díky výrazné boční tuhosti mají testovací automobily lepší jízdní vlastnosti i odezvu ve volantu.



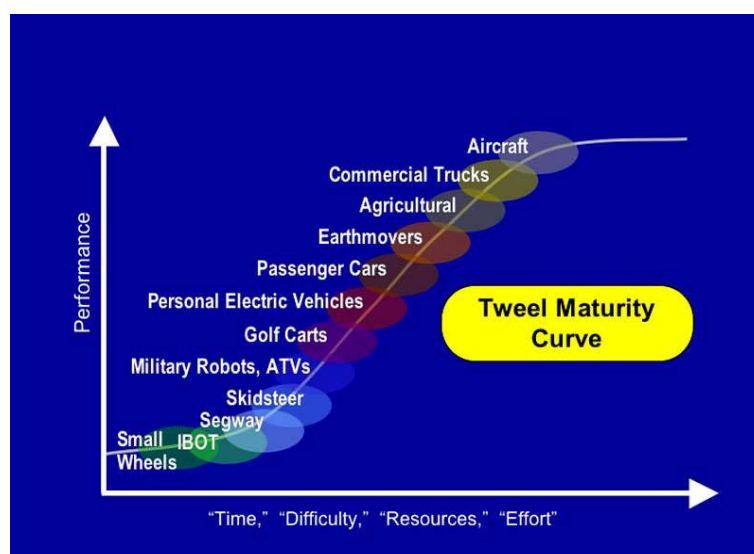
Obr. 19: Michaelin TWEEL na zemním stroji [22].



Obr. 20: Jiná aplikace TWEELu [22].



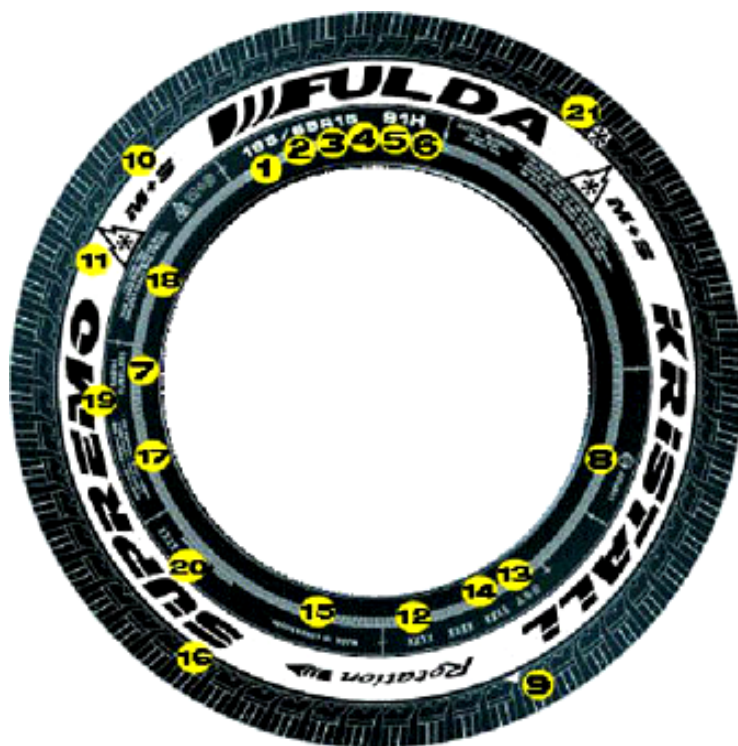
Obr. 21: TWEEL na voze Audi [22].



Obr. 22: Plánované aplikace TWEELu [22].



2. ZNAČENÍ PNEUMATIK



Obr. 23: Značení pneumatik [30].

1. Šířka pneumatiky v milimetrech.
2. Poměr výšky pneumatiky k její šířce v %.
3. Konstrukce pneumatiky (R = radiální).
4. Průměr ráfku v palcích.
5. Maximální zatížení (index nosnosti).
6. Index rychlosti.
7. Bezdušová pneumatika (TUBELLES nebo TL; TT potom TUBETYPE s duší).
8. Schvalovací značka a číslo ECE.
9. Poloha indikátoru opotřebení dezénu (TWI).
10. Označení pneumatiky M+S (Mud+Snow = bláto a sníh).
11. Odzkoušená a způsobilá pro náročný provoz ve sněhu.
12. Datum výroby (např. 0604 – 6. týden roku 2004, pokud před kódem šipka pak rok 1994, šipka se uvádí každou druhou dekádu).
13. Symbol shody s požadavky Amerického ministerstva dopravy.
14. Kód výrobce podle amerického ministerstva dopravy.
15. Země původu.
16. Obchodní název.
17. Podrobnosti o konstrukci pneumatiky (DOT).
18. Označení nosnosti a tlaku (DOT).
19. Druh pneumatiky (radiální).
20. Značka požadovaná americkými předpisy pro ochranu spotřebitelů (Klasifikace jakosti).
21. Poloha indikátoru opotřebení zimního dezénu.



3. ZKOUŠKY PNEUMATIK

Nově konstruovaná pneumatika je během vývoje a v předseriové fázi podrobována normalizovaným zkouškám, které mají zajistit určité základní kvalitativní vlastnosti od nichž se mohou nově vyvinuté exempláře lišit pouze zlepšením dosavadních kvalit. Tyto zkoušky lze z hlediska pohybu rozdělit na **statické** a **dynamické**. Z hlediska prostředí pak na zkoušky **laboratorní** a **silniční**. Pneumatiky se dále zkouší jako **celek** anebo zkoušíme **účelově oddělené části**. Nelze též opomenout **korozní zkoušky** a simulování **degradačních procesů** pneumatiky. Data získaná ze zkoušek pneumatik a vzorků, jsou dále ve velké míře **vstupními daty** pro matematické modelování pneumatik.

3.1. Laboratorní zkoušky

Kromě zkoušek složení směsí, mají charakter dílenské zkoušky na různých strojích. U **statických** zkoušek se mění pouze jedna z veličin (tlak, zatížení). Při **dynamických** zkouškách je pneumatika unášena rotujícím bubnem s povrchem podobným vozovce nebo jej sama roztáčí a je přitom správně nahuštěna a zatížena.

Některé laboratorní zkoušky :

- Stanovení statické radiální tuhosti a statického poloměru.
- Stanovení statické nevyváženosti pláště.
- Zkouška vzduchotěsnosti bezdušových pneumatik.
- Stanovení hmotnosti pláštěů.
- Stanovení pevnosti pneumatik tlakovou zkouškou.
- Stanovení odporu patky pláště proti sesmeknutí s ráfku.
- Stanovení tlaku ve stopě (otisku) pneumatiky na tuhé podložce.
- Zkouška pneumatiky trnem v oblasti koruny pláště.
- Stanovení silové nerovnoměrnosti při radiálním zatížení.
- Stanovení vnějšího průměru a šířky pneumatiky.
- Stanovení radiálního a axiálního házení.
- Stanovení valivého odporu.
- Měření statických deformačních charakteristik ve 3 směrech a krutu.
- Zkouška pneumatik pro osobní automobily na bubnovém zkušebním stroji při konstantním zatížení a stupňovitém zvyšování rychlosti.



- Stanovení destrukční rychlosti pneumatiky postupným zvyšováním rychlosti na bubnovém zkušebním stroji.
- Stanovení trvanlivosti patek plášťů pro osobní automobily na bubnovém zkušebním stroji.
- Prověření trvanlivosti struktury plášťů na bubnovém zkušebním stroji.
- Prověřování trvanlivosti struktur plášťů pro osobní automobily na bubnovém zkušebním stroji s překážkami.
- Prověřování trvanlivosti struktury plášťů pro nákladní automobily, autobusy a přípojná vozidla na bubnovém zkušebním stroji.
- Řezání a rozbor vrstev kostry pneumatik s textilními i ocelovými kordy.

3.2. Silniční zkoušky

Jsou realizovány na zkušebních okruzích (polygonech), které mohou mít terénní i silniční charakter, letištních plochách, závodních okruzích či při testech zimních pneumatik na zamrzlých vodních plochách (zvláště oblíbené ve skandinávských zemích). Opět jsou normalizovány dle ČSN, ISO, DIN....

Jde o zjišťování a ověřování předpokládaných (navrhovaných) vlastností.

V současnosti se používá ke zkoušení pneumatik tzv. **dynamometrických přívěsů** a nebo se pneumatiky zkouší přímo na **vozidlech** (například Švýcarský systém Kistler).

Některé silniční zkoušky :

- Stanovení účinného odvaleného obvodu pneumatik při silničních zkouškách.
- Stanovení adheze pneumatik pro osobní automobily v podélném směru.
- Hodnocení odolnosti pneumatik proti opotřebení při silničních zkouškách.
- Zkoušení směrové stability při brzdění, ustálené jízdě a akceleraci.
- Hodnocení odolnosti pneumatiky proti aquaplaningu.
- Hodnocení záběrových schopností (sucho, mokro, bláto, sníh, led...).
- Zkoušky emisí hluku.



Obr. 24: Válcová zkušebna pneumatik firmy ZF s detailem měřicí hlavy [6].



Obr. 25: Souprava pro měření vlastností pneumatik [7].

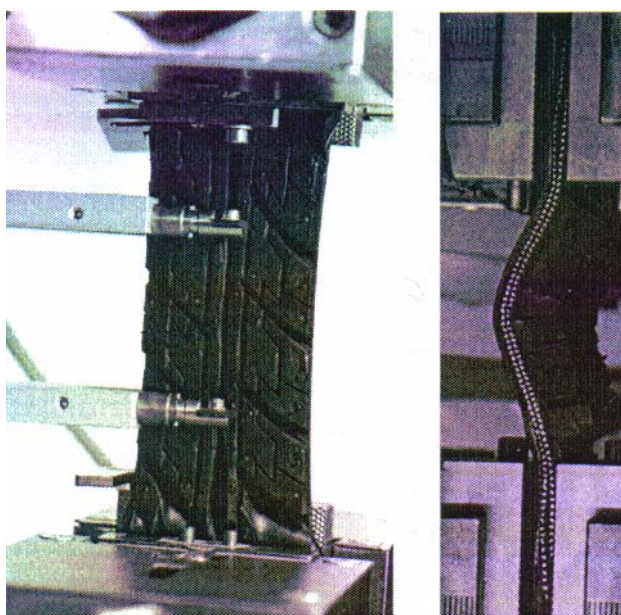


3.3. Zkoušky účelově oddělených částí

Pro navrhování výpočtových modelů je nezbytně nutné znát chování a parametry jednotlivých komponent pneumatiky. Tyto charakteristiky zjišťujeme zejména statickými zkouškami (v tahu, tlaku, krutu). Změřené hodnoty pak používáme jako vstupní údaje pro vlastnosti materiálů prvků z elastomerů a kompozitních materiálů. Tyto zkoušky jsou opět provozovány dle platných norem včetně rozměrů zkušebních tělísek, ale ne vždy plně pokrývají potřeby navrhovatele modelu. Často je nutné navrhnout a zkonstruovat nový účelový zkušební stroj a normalizovat metodiku zkoušení nebo rozměry zkušebních vzorků. Jako zkušební vzorky slouží především **výřezy z pneumatik**, dále pak **eleastomery** a **polymery** používané při jejich výrobě.

Některé zkoušky vzorků:

- Zkouška jednoosým tahem (jednoosý tah).
- Zkouška ekvibiaxiální (dvouosá napjatost).
- Zkouška tahem při nulových příčných posuvech (rovinná deformace).
- Zkouška objemové stlačitelnosti (trojosá rovnoměrná napjatost).
- Zkouška tlakem.
- Zkouška v krutu.
- Statické zkoušky v ohybu (tříbodový ohyb).
- Korozní zkoušky.



Obr. 26: Zkouška v tahu a tlaku [1].



3.4. Zkoušky kompozitních prvků

Jsou většinou nenormalizovány a proto je třeba před návrhem matematického modelu též navrhnout tvar a parametry zkušebních vzorků vzhledem k daným typům zkoušek a zkušebních zařízení.

Často se vychází ze zkoušek kompozitních materiálů (tzv. laminátů).

Normy často neobsahují kompletní údaje, ale například jen tvar vzorků a průběh zkoušky. Jiné výhradně jen tvar vzorků nebo průběh zkoušky.

Některé normy pro zkoušky kompozitů:

BS EN ISO 10352: 1997	ISO 15034
BS EN ISO 11357	ISO 15040
BS EN ISO 291: 1997	ISO 1268: 1997
BS EN ISO 527-4: 1997	ISO 14126
BS EN ISO 527-5: 1997	ISO 15310
BS EN ISO 14125: 1998	ISO 15024
BS EN ISO 14129: 1998	ISO 13003
BS EN ISO 14130: 1998	ISO 899
IEC 60216	ISO 62/175 ; ISO 175
ASTM D 3039-76 ; EN 2561 předepisují rozměry vzorků
ASTM D 695 ; ISO 8515 zkoušky v tlaku
ASTM D 7901 ; ASTM D 62722 zkoušky v ohybu (tří a čtyř bodový)	

3.5. Zkoušky elastomerů

Jsou matricí v kompozitních částech pneumatiky.

Pro zkoušení elastomerů slouží především statické zkoušky (v tahu, v tlaku, v krutu, ve smyku) stanovené normami, které předepisují též rozměry zkušebních vzorků.

Vzorky musí být před vlastní zkouškou několikrát předzatíženy, protože v několika prvních cyklech dochází k výraznému poklesu síly v závislosti na zatížení.

Výrobce udané parametry matric bývají:

Tvrdost [Sh]

Pevnost [MPa]



Tažnost [%]

E 300% [MPa]

Některé normy pro zkoušky elastomerů:

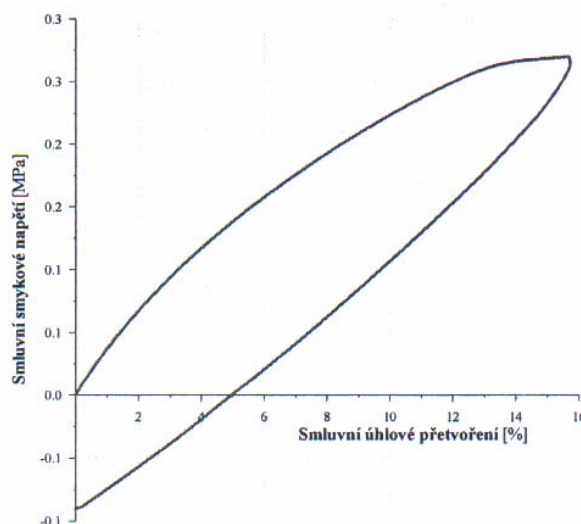
ASTM D395; ASTM D412; ASTM D624; ASTM D638 (tah, Youngovy moduly);
ASTM D1043

ISO 37 (tělíska, tah, požadavky na zkušební zařízení); ISO 34-1;
ISO 527-1(tah); ISO 527-2 (tah); ISO 815

ČSN 640605 – zkouška v tahu



Obr. 27: Zkouška pryže v tahu [2].



obr. 28: Výsledný graf zkoušky v krutu při normální teplotě [1].



3.6. Zkoušky výztužných vláken (kordů)

Bývají zkoušeny pouze v tahu, nebo bývají hodnoty stanoveny na základě údajů výrobce. Nutná je znalost hodnoty Youngova modulu v tahu. Tyto zkoušky se též provádí jako součást zkoušek kompozitních materiálů.

3.7. Korozní zkoušky

Zkušební vzorky (výřezy z pneumatik) jsou v korozních diagnostických přístrojích vystavovány působení solných lázní po dobu v řádech desítek či stovek hodin. Doporučované teploty při zkouškách jsou v rozmezí od -30°C do $+180^{\circ}\text{C}$. Průběžně jsou sledovány známky koroze a následně, neprodleně po ukončení zkoušky, jsou vzorky podrobovány statické zkoušce v tahu. Doporučovány jsou též kombinované zkoušky např. tah a krut či tah a ohyb. Podle dostupných informací je zřejmé, že velmi záleží na kvalitě vstupních materiálů do výroby pneumatik. Koroze, byť v malém rozsahu a jakékoliv formě, nepříznivě ovlivňuje výsledný produkt a **přímo snižuje kvalitu a životnost** celé pneumatiky.

Pro korozní zkoušky se využívají přístroje značek Gebr, Liebish, Erischsen



4. MODELOVÁNÍ PNEUMATIK - VÝVOJ

Pro modelování pneumatik je důležitá znalost chování jednotlivých komponent pneumatiky ze zkoušek pneumatik.

Pneumatika je silovým mezičlánkem mezi vozidlem a povrchem na němž vozidlo jezdí. Přenáší točivý moment motoru vozidla na vozovku. Vyvolává tření potřebné k přenosu dopředných, brzdných a bočních sil. Z fyzikálního hlediska je pneumatika velmi složité kompozitní uskupení s vlastnostmi a chováním ovlivňovaným konstrukčními předpoklady a provozními podmínkami. Z hlediska bezpečnosti provozu je stav pneumatik rozhodujícím faktorem stejně jako stav všech podvozkových skupin, řídicí a brzdové soustavy.

Faktory vyšší složitosti modelování pneumatik [1]:

- podstatná anizotropie způsobená velkými rozdíly modulu pružnosti kordu a elastomeru (zpevňující části a matrice)
- velká příčná deformace elastomerové mezivrstvy ve smyku
- vysoká strukturní náročnost (rozdílnost materiálová)
- nelineární přístup k modelům pláště pneumatiky

K tvorbě modelu pneumatiky lze přistoupit různě:

Čistě empirický základ mají modely jejichž několikarozměrná data mají základ v reálném měření a pozorování chování pneumatiky na silnici. Podmínky měření se mají co nejvíce blížit reálnému provozu.

Podobnostní metodou vznikají modely, které též používají reálných měření, avšak pomocí matematických úprav jsou odvozeny i pro jiné podmínky, situace a použité materiály.

Matematicky popsané modely pneumatik jsou výsledkem teoretických postupů jejichž základem jsou jednoduché fyzikální modely pneumatik. Z důvodu pochopení základních souvislostí je tímto způsobem tvořena většina modelů. Pro zúženou oblast použití mohou tyto modely poskytovat dostatečnou přesnost výsledků, bude-li vhodně zvolen fyzikální model.

Pokročilé teoretické modely analyzují chování pneumatiky detailně, výpočetní technika je pro jejich použití nezbytná. V současné době již velmi početná skupina zahrnující např. kartáčový model, dále pak modely tvořené na základě MKP, tedy Metody Konečných Prvků. MKP například umožňuje celistvěji postupovat v modelování kontaktu pláště s vozovkou.

„Dá se říci, že pro simulaci dynamiky jízdy vozidla jsou vhodnější modely s empirickým základem a naopak pro analýzu konstrukce pneumatiky jsou vhodnější modely s teoretickým základem.“ [2]



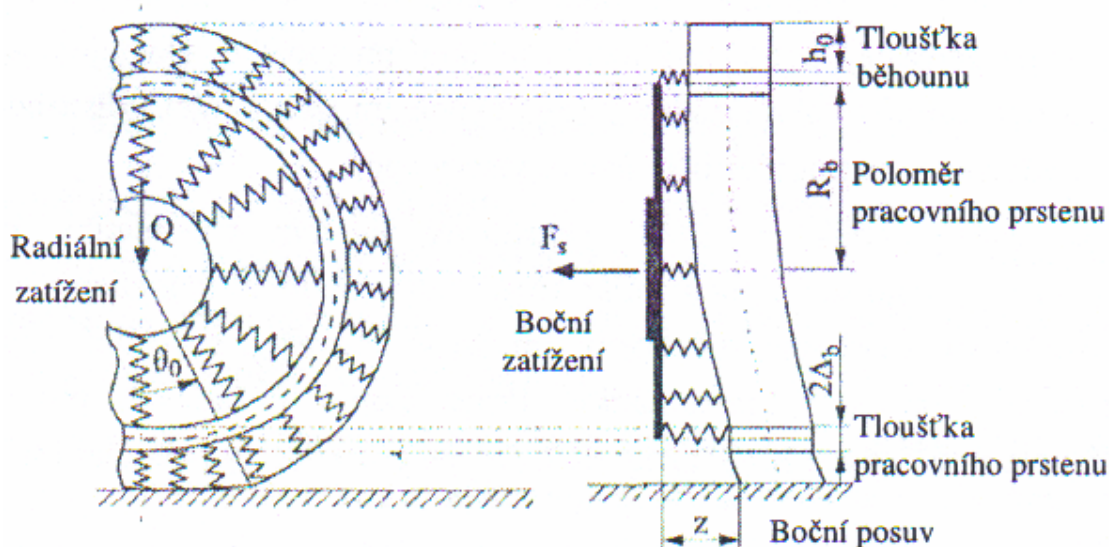
4.1. Diagonální pneumatiky

Velmi používaný byl ve 20-tých letech minulého století **síťový skořepinový model**, jehož publikování spadá už do roku 1913. Model předpokládal neroztažitelnost kordových vláken a nízké silové zatížení elastomerů. Proto bylo jeho použití omezené a nebralo v úvahu odstředivé síly a nesymetrické zatížení.

V 50-tých letech se začala používat **membránová teorie**, později **klasická ohybová teorie vrstvených skořepin**.

Od roku 1960 se objevují modely **metodou konečných prvků** tzv. **MKP**.

Prstencový model a síťový skořepinový model je však stále základní, dosud používanou teorií při navrhování profilu diagonální pneumatiky.



Obr. 29: Prstencový model s pružným základem a vnější vrstvou napodobující běhoun [1].

4.2. Radiální pneumatiky

Radiální a diagonální pneumatiky jsou natolik odlišné, že nebylo možno použít stejných modelů. Pro radiální pneumatiky bylo proto třeba vypracovat modely nové.

První používanou teorií byl **skořepinový dvojité membránový model**, který řešil samostatně nárazník a kostrovou vrstvu. Zjednodušeně je pak řešen běhoun, bočnice a mezivrstva nárazníku a kostry. Tento model je vhodný pro řešení deformačně-napětového stavu způsobeného vnitřním tlakem.

Teorie vícevrstevných skořepin uvažuje nárazník, kostru a elastomerovou mezivrstvu jako membránové vrstvy ve vzájemné interakci. Existuje pro ni i soubor rovnic umožňující počítat i rozložení kontaktního tlaku v závislosti na síle běhounové vrstvy.

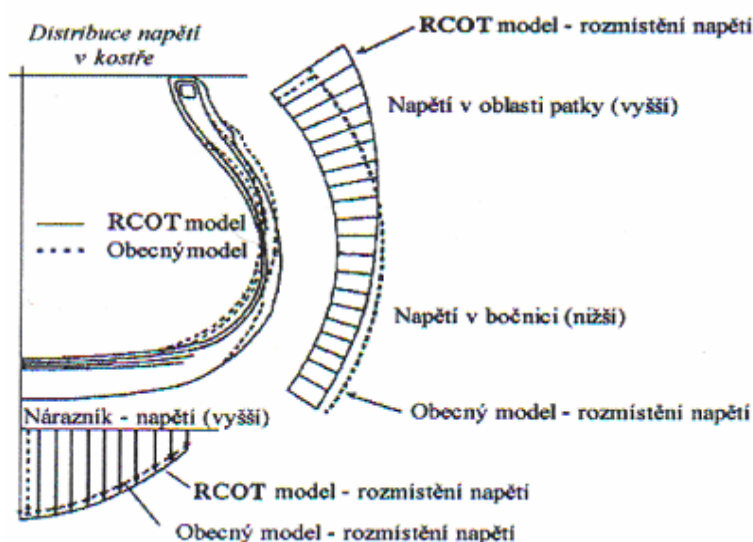
Stejně jako u diagonálních pneumatik objevují se kolem roku 1960 modely **MKP**, které jsou v současné době nejhojněji využívány.



4.2.1. Teorie používané při navrhování radiálních pneumatik

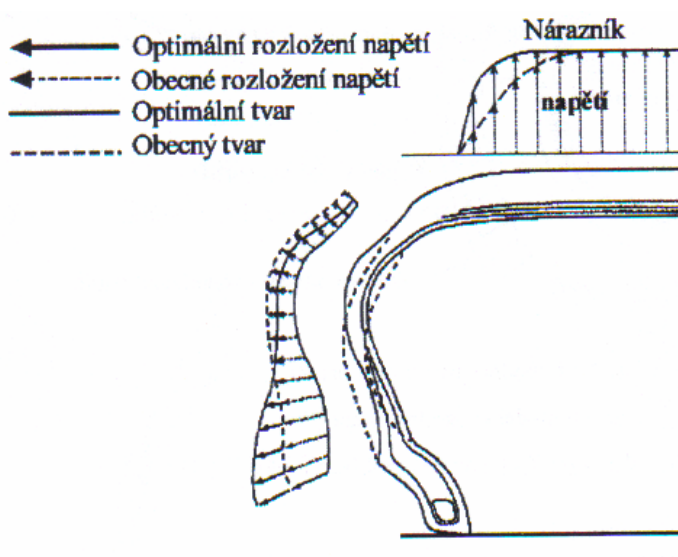
Pro návrh tvaru radiální pneumatiky bývá nejčastěji využívána **teorie rovnovážného tvaru**. Předpokládá, že napětí v kordových vláknech bude stejné po dosažení přirozeného tvaru pláště pneumatiky nahuštěním na provozní tlak.

Radiální pneumatika s teorií **RCOT** (Rolling Contour Optimization Theory) rozlišuje tvar pneu za klidu a při odvalování za účelem řízeného rozložení napětí v nárazníku a kostře. Byla publikována v roce 1984.



Obr. 30: RCOT model počítaný pomocí MKP [1].

Radiální pneumatika s **GUTT** (Grand Unified Theory in Tire) byla publikována v roce 1996. Tato teorie je zaměřena na maximalizaci životnosti pneumatiky a říditelnosti vozidla maximalizací napětí v nárazníku a kordové vrstvě.

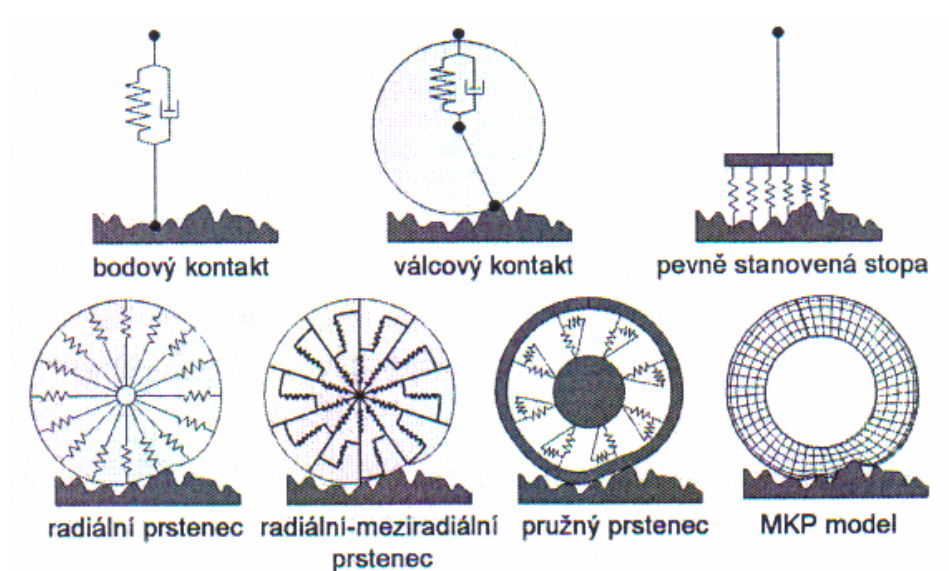


Obr. 31: Rozložení napětí u GUTT tvaru [1].



4.3. Vývoj modelování kontaktní úlohy

Při výpočtech dynamiky vozidel je třeba řešit deformačně-napěťové stavy pneumatik v kontaktu s vozovkou při odvalování. V úvahu se bere jak pevná, tak i nezpevněná vozovka, dále tvar a velikost kontaktní plochy nebo také rozložení tlaku v kontaktní ploše.

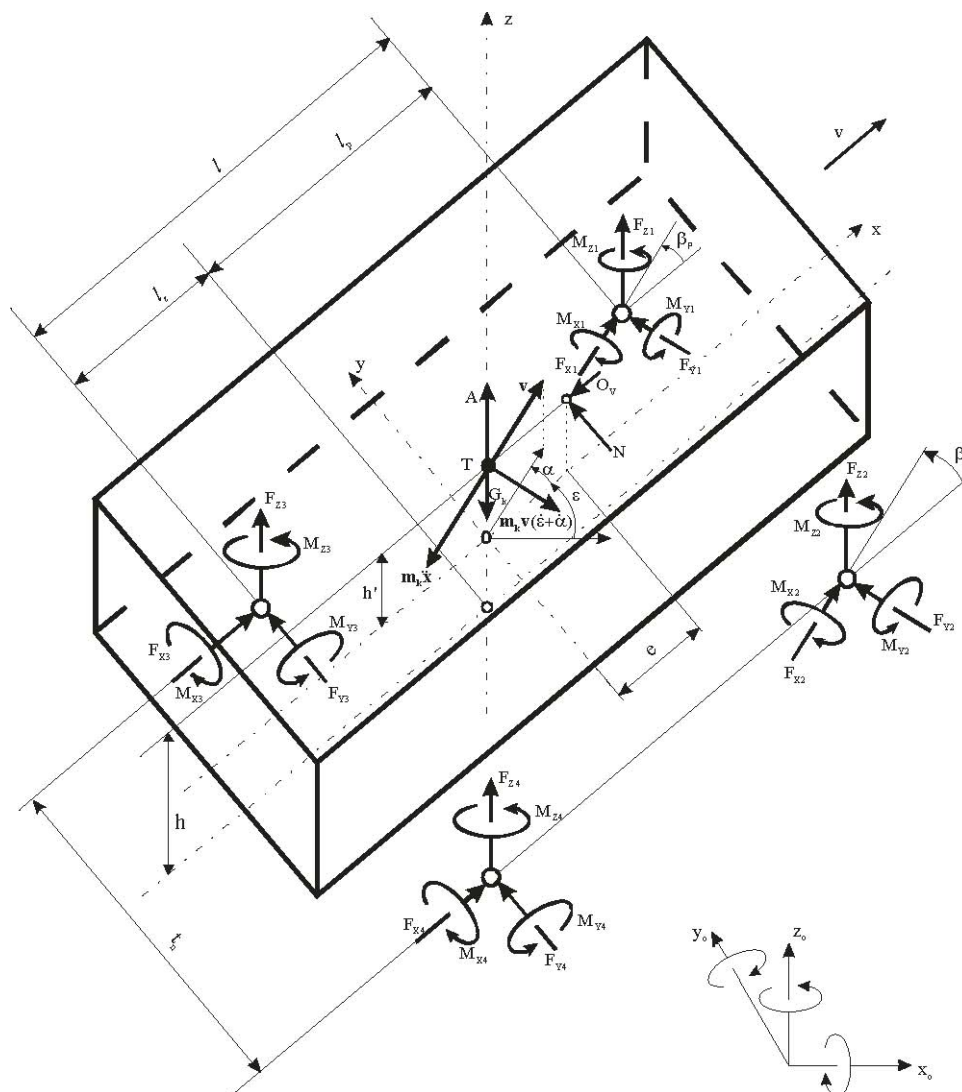


Obr. 32: Vývoj modelu pneumatiky pro kontaktní úlohu [1].



5. SOUČASNÉ TEORIE POUŽÍVANÉ PŘI MODELOVÁNÍ PNEUMATIK

„Při vyšetřování dynamiky vozidel jsou používány **rovinné** (plošné) a **prostorové** modely automobilu. V rovinném dynamickém modelu pracujeme jen ve zvolených dvou osách. Naproti tomu prostorový model umožňuje komplexně vyšetřovat průběhy ve všech směrech Model dále popisují lineární pohybové rovnice nebo nelineární diferenciální rovnice.“ [5]



Obr. 33: Prostorový model vozidla se silami a momenty působícími na vozidlo [5]

„Prostorový model automobilu můžeme vytvořit jak pro **ustálenou**, tak i **neustálenou rychlost jízdy**. V případě ustálené rychlosti uvažujeme pouze boční síly působící na jednotlivá kola popř. nápravu. V případě neustálené rychlosti vozidla je nutné do tohoto modelu zakomponovat **model pneumatiky**, který počítá síly v podélném a příčném směru v místě styku kola s vozovkou.

„Matematických modelů je v současnosti celá řada a jsou jednou ze základních částí modelů dynamiky automobilu.“ [5]



5.1. Membránová teorie

Je jedním ze základních postupů při navrhování diagonálních nákladních pneumatik. Zavádí rovnovážný tvar pneumatiky a napětí ve stěně pneumatiky. Předpokladem je, že kostra má nulovou ohybovou tuhost. Pneumatiky nákladních automobilů mají kostru značné tloušťky a proto není předpoklad tenkostěnnosti naplněn.

5.2. Teorie sítě

Předpokládá jako nosný element pouze kord kostry, přičemž elastomery výplně žádnou zátěž nenesou. Kostru pláště tvoří pouze síť kordových vláken, jejichž protažení se zanedbává a tvar profilu určují geometrické vztahy. Diagonální pneumatika v rovnovážném tvaru předpokládá průběh deformace podobné pantografu. Rovnice této teorie pro tenkou membránu nahrazují chování bočnice radiální pneumatiky z důvodu stálého napětí kordů v bočnici.

Jejím nedostatkem je ignorování přítomnosti pryže.

Teorie sítě se stala základem pro modely teorie laminátů a tenkých skořepin.

5.3. Laminátový model

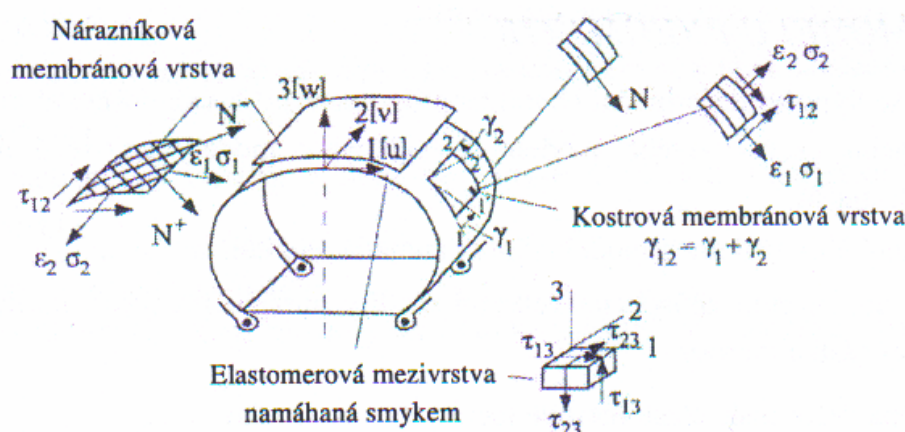
Řeší nedostatky síťové teorie a zapojuje do výpočtů i elastomery výplně pneumatiky. Je vhodný zejména k výpočtu tuhosti nárazníku a kostry, pomocí nichž lze určit také tvar pneumatiky.

Postupy předpokládají malé deformace v oblasti lineární elasticity kordu a elastomeru.

Vyplatí se zejména u radiální konstrukce, protože rovnice této teorie dobře nahrazují chování bočnice s konstantním napětím v kordu.

5.4. Teorie tenkých skořepin

Při srovnání s membránovou teorií počítá navíc také s ohybovou tuhostí kostry pláště. Tvar skořepiny se pak dá provést metodou minimální vnitřní energie.



Obr. 34: Skořepinový model pneumatiky – třívrstvý [1].

Modely této teorie se svými výsledky více blíží reálnému stavu, je však nutno sledovat tvar pneumatiky v závislosti na postupném vzrůstu tlaku, protože rovnice této metody platí pouze



pro malé deformace a v pneumatice naopak dochází k velkým posuvům, což může způsobit značný nesoulad.

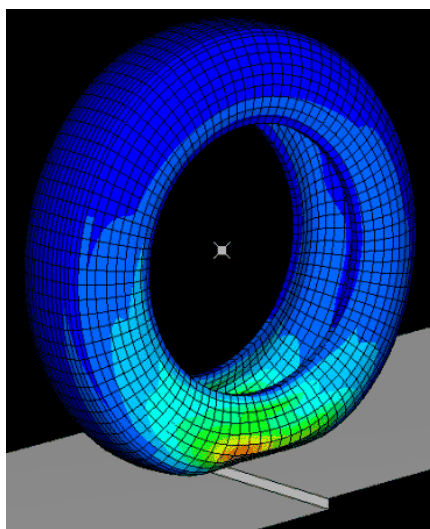
5.5. Pásový model pneumatiky

Kostra radiální pneumatiky přenáší deformace na celý její obvod. Tyto deformace vychází z pásu radiální pneumatiky. Osy kordů opisují geodetické čáry na neutrální ploše kostry, čímž je neutralizováno nežádoucí předpětí z kostry. Tímto způsobem klesá příkon potřebný k odvalování pneumatik a pohybu vozidla. Uvažují se i deformace běhounu, zejména při výpočtech deformací pneumatik. Je zřetelný nelineární vztah mezi napětím a změnou tvaru elastomeru, vliv zaplnění jízdní plochy a hloubky dezénu.

Je též použitelný pro výpočet závislosti boční síly a vratného momentu vůči úhlu směrové výchylky.

5.6. Metoda konečných prvků MKP

Je numerická metoda, která slouží k simulaci průběhů napětí a deformací v pneumatice. Principem je diskretizace kontinua do velkého množství konečných prostorových či plošných prvků vhodného tvaru. Vyžaduje řešení značného počtu rovnic a proto dosáhla patřičného rozmachu až s příchodem výkonných počítačů, ikdyž její počátky lze vysledovat až do roku 1941 a 1942 v pracích Alexandra Hrennikoffa a Richarda Couranta. Vývoj této metody byl zahájen v 50. letech 20. století na universitě ve Stuttgartu prací Johna Argyrise. Pokračoval pak na universitě v Berkeley prací Raye W. Clougha. Koncem 60. let nechává NASA vyvíjet program NASTRAN využívající principy MKP. Metoda je využívána jak pro kontrolu již navržených konstrukcí, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhavějšího) místa konstrukce. Umožňuje detailní zobrazení struktur při krutu nebo ohybu, též kompletní návrh, testy a optimalizaci ještě před výrobou prototypu. Dalšími současnými programy jsou např.: Adams, Ansys, Dyna, Fatigue, Fluent, Forge, Marc, PAM-Crash atd.



Obr. 35: Model pneumatiky Metodou Konečných Prvků [28].



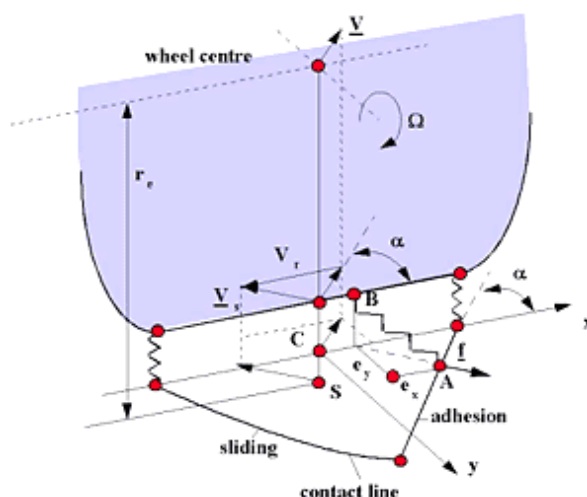
5.7. Vlákenná teorie

Předpokládá kostru se sendvičovou strukturou dovolující vzájemný skluz vrstev. Rovnovážný tvar nahuštěné pneumatiky vychází z délky vlastního kordu. Tvar rotující nahuštěné a nezatížené pneumatiky byl řešen právě pomocí vláknové teorie. Dovoluje rozbor účinků dostředivého zrychlení, plnění, rozložení hmoty podél hlavní kružnice (meridiánu) atd. na tvar pneumatiky a namáhání její konstrukce. Neumožňuje však napět'ovou analýzu.

5.8. Brush model (kartáčový model)

Je jedním z nejjednodušších empirických modelů pneumatiky. Je znám již od počátku roku 1940. Reakce pneumatiky na smykové síly se podobá deformaci kartáče spojeného s pevnou kostrou. Tyto kartáčové elementy , s několika málo parametry, se odchyľují vodorovně v reakci na smykové napětí v kontaktní ploše.

Z obr. 40 je patrné, že známými parametry jsou adheze a smykové napětí τ . Pneumatika se pohybuje rychlostí V , jejíž složky jsou obvodová rychlost V_r skluzová rychlost V_s . Deformace e_x a e_y lze vyjádřit matematicky, známe-li skluz, pozici v kontaktní ploše, tuhost běhounu, koeficient tření a rozložení tlaku v kontaktní ploše.



Obr. 36: Kartáčový model pneumatiky [28]

$$S_x = -\kappa = -\frac{V_{\kappa, slip}}{V} = \frac{V - V_\gamma}{V} = -\frac{V - \omega R_e}{V} \quad (1)$$

$$s_v = -\tan(\alpha) \quad (2)$$

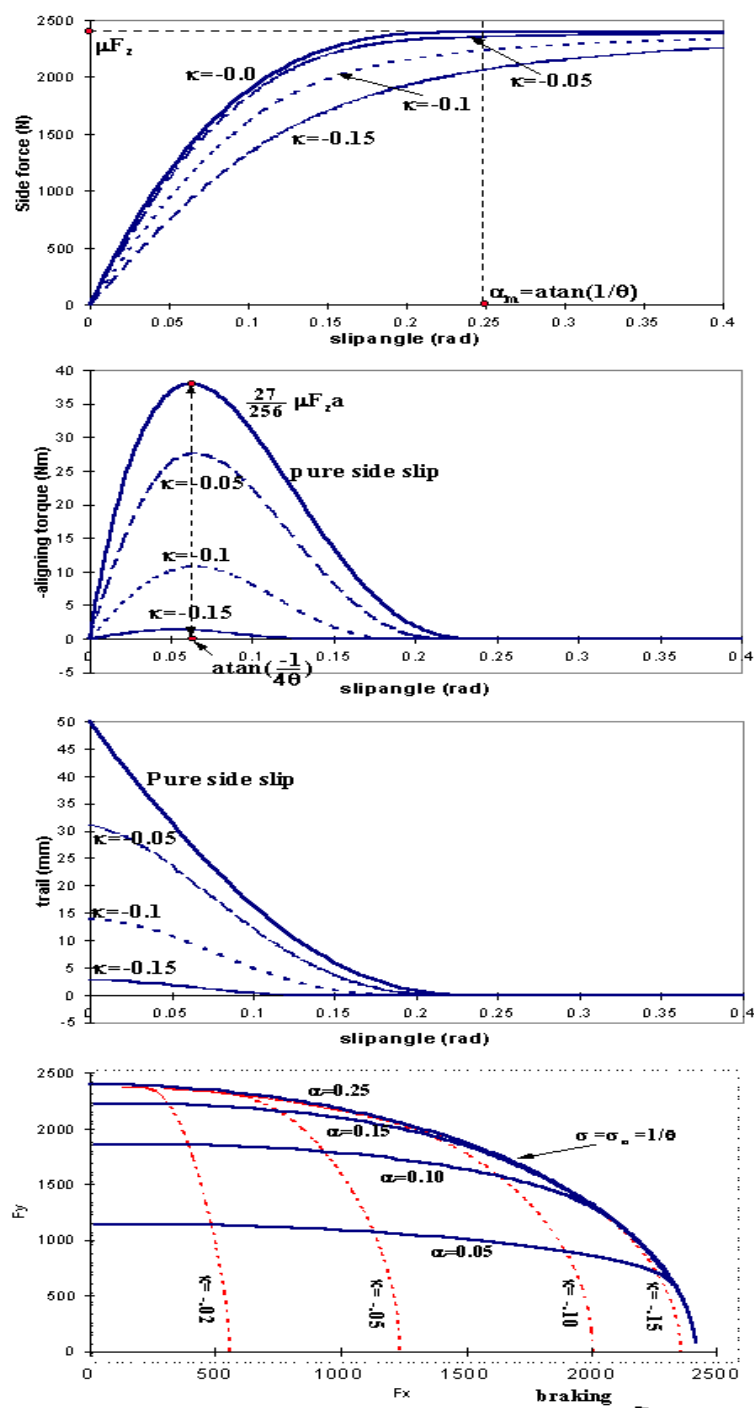
Kde:

- S_x - skluz v podélném směru
 S_y - skluz v příčném směru
 e_x, e_y - jsou deformace
 α - úhel směrové odchylky
 V - výsledná rychlost
 V_r - podélná rychlost



- V_s - rychlost skluzu
 K - skluz při brždění

Z rovnic (7) a (8), lze odvodit rovnice pro smykové napětí v kontaktní ploše a po integraci přes množinu kontaktních ploch lze odvodit rovnice pro boční sílu F_y a brzdnou sílu F_x , dále dráhu pneumatiky a točivý moment v závislosti na skluzu.



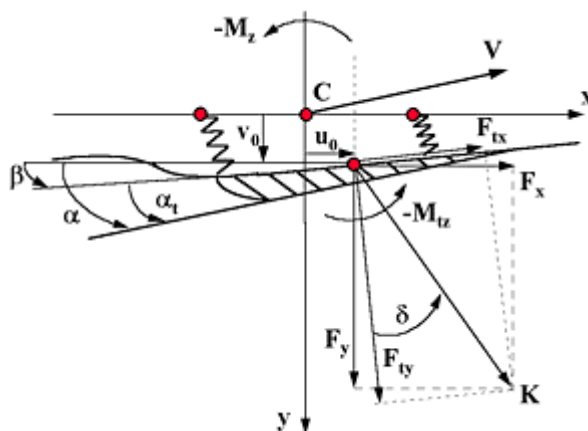
Obr. 37: Grafické znázornění výsledků měření [28].



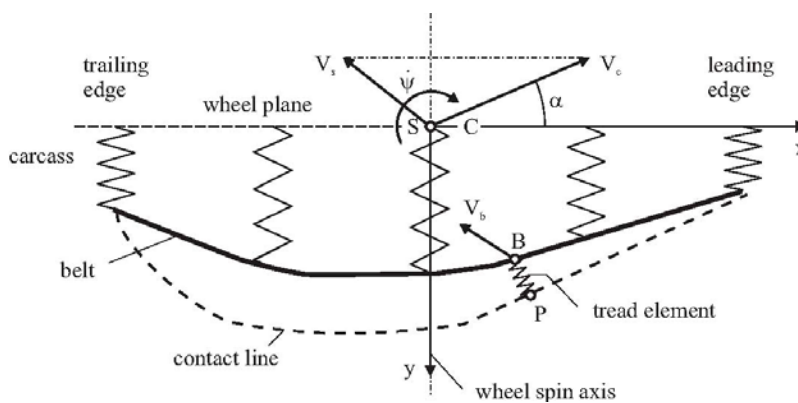
Na obr. 41 je vidět postupně závislost boční síly F_y na úhlu skluzu, při různých velikostech úhlu skluzu, dále závislost točivého momentu na úhlu skluzu při několika hodnotách úhlu skluzu. Třetí graf je znázorněním dráhy ku úhlu skluzu při různých hodnotách skluzu. Čtvrtý graf znázorňuje závislost boční síly F_y na podélné síle F_x různých hodnotách bočního skluzu s_y a brzdného skluzu κ .

Nedostatkem kartáčového modelu je absence lokálního maxima smykové síly a špatná symetrie sil F_x a F_y . Proto byl Brush model vylepšen obr. 41:

- Deformovaný běhoun byl napojen na lineární pružiny.
- Byly zavedeny různé tuhosti běhounu v osách x a y .
- Koeficient tření závisí na posuvné rychlosti.



Obr. 38: Kartáčový model vylepšený o tuhost běhounu [28].



Obr. 39: Běhoun vylepšeného Brush modelu [7].

Kontaktní plocha se tvarem blíží obdélníku, který mění velikost vertikálního vychýlení pneumatiky. Deformace pneumatiky závisí na svislém zatížení, tlaku vzduchu v pneumatice a dopředné rychlosti V . Koeficient tření je potom následující:

$$\mu = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{-k} \cdot \frac{\mu_0}{1 + a_\mu |V_b|} \quad (3)$$



Kde:

μ - koeficient tření
 p - kontaktní tlak
 p_0 - referenční přitlak
 V_b - kluzná rychlost bodu B
 k, μ_0, a_μ - konstanty

5.9. HSRI model

Je nelineární matematický model pneumatiky. Veličinami vstupujícími do modelu jsou: radiální reakce kol F_{zi} , úhel směrové úchylky kola α a skluz s_x , vyjádřený ze známé obvodové rychlosti kola v a úhlové rychlosti ω .

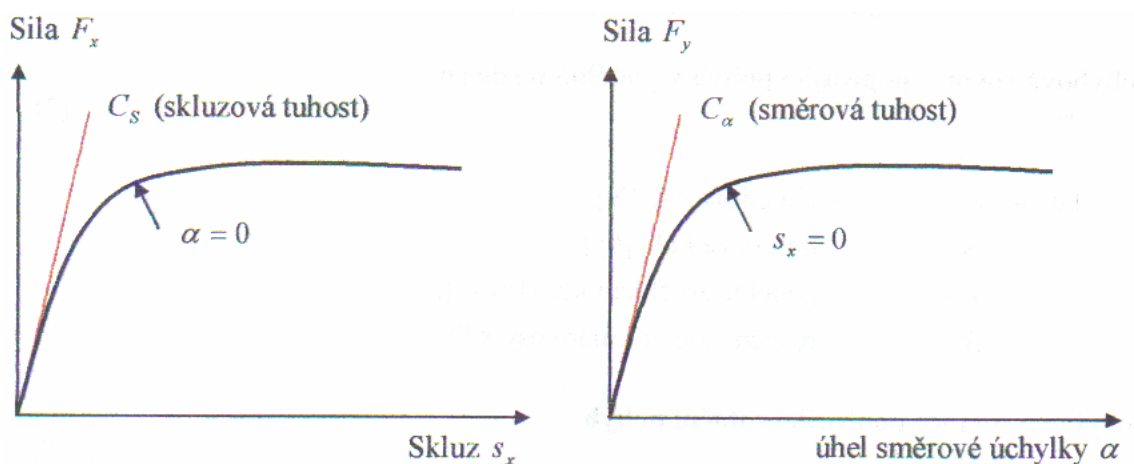
Pomocná veličina s_R pak určuje odlišnosti při výpočtu obvodové a boční síly bez a se vznikem smyku ve stopě.

$$s_R = \frac{\sqrt{(C_s s_x)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}}{\mu(1 + s_x)F_z}; \quad (4)$$

kde:

C_s skluzová tuhost pneumatiky [$N \cdot m^{-1}$]
 C_α směrová tuhost pneumatiky [$N \cdot m^{-1}$]
 s_x skluz
 α úhel směrové úchylky vozidla [rad]
 μ součinitel přilnavosti

Je-li $s_R \leq 0,5$ vzniká pouze tření a je-li $s_R > 0,5$ vzniká tření i smyk. Hodnota 0,5 je tedy mezní hodnotou těchto dvou stavů.



Obr. 39: Definice skluzové a směrové tuhosti kde [5].

„Následující rovnice (2), (3), (4), (5) slouží k určení obvodové síly F_x a boční síly F_y .“ [5]



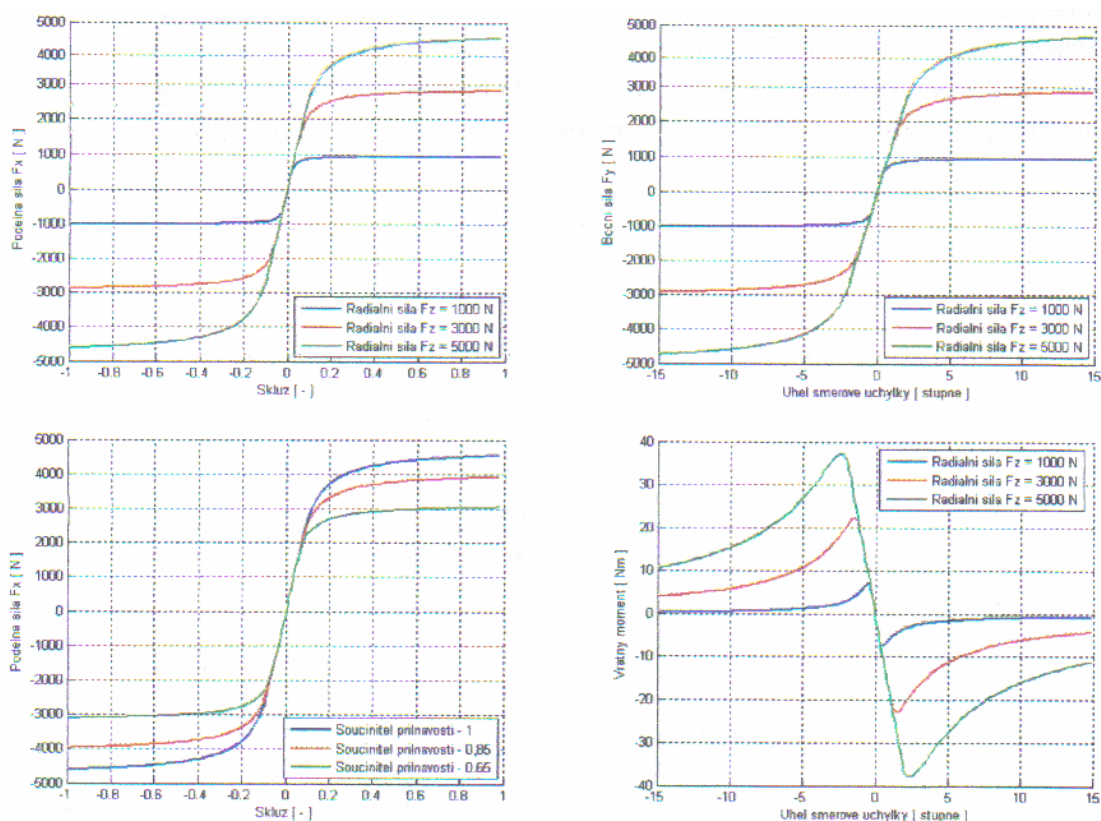
$$F_x = C_s \frac{s_x}{(1 + s_x)} \quad : s_R \leq 0,5 \quad (5)$$

$$F_x = C_s \frac{s_x}{(1 + s_x)} \cdot \frac{s_R - 0,25}{s_R^2} \quad : s_R > 0,5 \quad (6)$$

$$F_y = C\alpha \frac{\tan \alpha}{(1 + s_x)} \quad : s_R \leq 0,5 \quad (7)$$

$$F_y = C\alpha \frac{\tan \alpha}{(1 + s_x)} \cdot \frac{s_R - 0,25}{s_R^2} \quad : s_R > 0,5 \quad (8)$$

Grafy na následujícím obrázku jsou příkladem směrových charakteristik k matematickému modelu HSRI. Je z nich patrná závislost podélné síly F_x a boční síly F_y na skluzu s_x , popř. úhlu směrové odchylky kola α a z toho vyplývající radiální síla F_z . Také je zde vyjádřena závislost podélné síly F_x na skluzu s_x při různých hodnotách součinitele přilnavosti a vratný moment na úhlu směrové odchylky α .



Obr. 40: Směrové charakteristiky pneumatiky pro model HSRI [5].



5.10. Magic Formula model pneumatiky

Je semi - empirickým dynamickým matematickým modelem, což znamená, že pro rozpoznání parametrů, musí být na pneumatice provedeno několik měření. Jeho autorem je H. B. Pacejka, podle nějž se modelu též říká Pacejka Magic Formula. Do doby vytvoření tohoto modelu byla jedinou cestou jak popsat změny tlaku vzduchu identifikace všech parametrů pro každý tlak, který má být uvažován. Je hojně využíván v mnoha oblastech při potřebě dynamického modelu pneumatiky. Model je zvláště vhodný pro automobilové simulátory počítačových her. Základním kamenem modelu je rovnice (6):

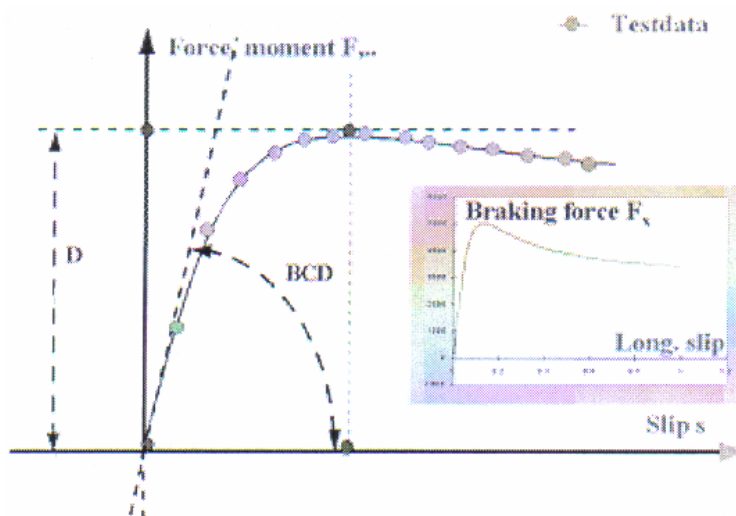
$$y(x) = D \sin(C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (9)$$

Kde:

B, C, D, E - jsou parametry modelu pneumatiky [-]

Pomocí rovnice je proveden výpočet podélné síly F_x a též boční síly F_y s přihlédnutím k dosazení za proměnnou x . Jde zde o skluz s_x nebo úhel směrové odchylky α .

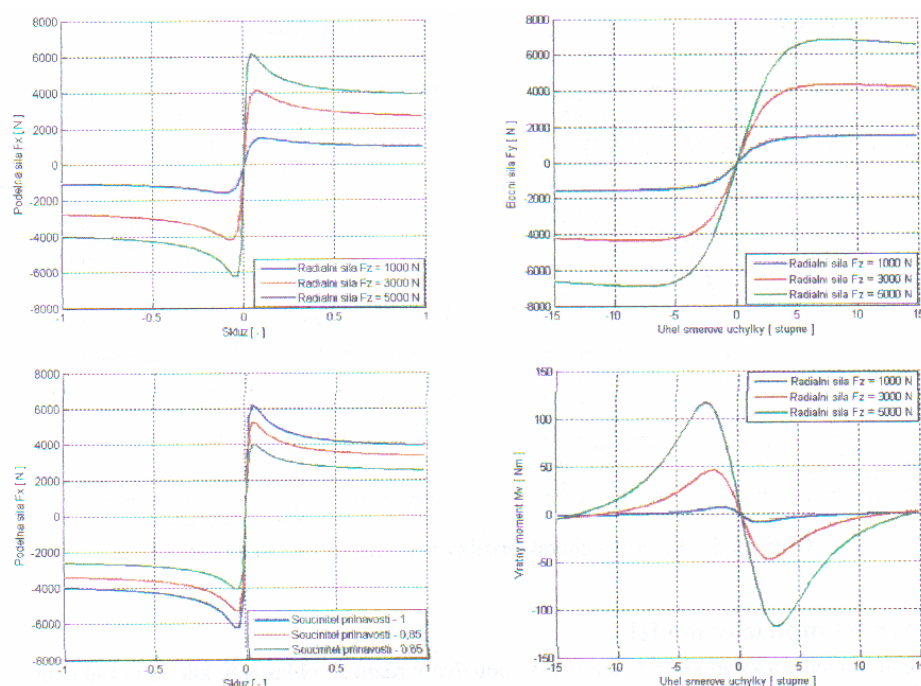
Podobným způsobem lze dráhu pneumatiky popsat modelem Magic Formula, kde sinus nahradíme *cosinem*.



Obr. 41: Grafický popis MF modelu [28].

Křivka je vytvořena pomocí koeficientů B, C, D a E, které jsou závislé na zatížení kol a úhlu sklonu.

Grafy na následujícím obrázku jsou příkladem směrových charakteristik k Magic Formula modelu. Je z nich patrná závislost podélné síly F_x a boční síly F_y na skluzu s_x , popř. úhlu směrové odchylky kola α a z toho vyplývající radiální síla F_z . Také je zde vyjádřena závislost podélné síly F_x na skluzu s_x při různých hodnotách součinitele přílnavosti a vratný moment na úhlu směrové odchylky α .



Obr. 42: Směrové charakteristiky pneumatiky pro Magic Formula model [5].

Rozšíření MF o vzorec pro změny huštění. Změny tlaku je možno zohlednit v rozmezí 1 bar. Výsledky jsou získávány zprůměrováním několika měření:

$$\varepsilon_A = 100 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_{MF,i} - A_{Meas,i})^2}{\sum_{i=1}^n A_{Meas,i}^2}} \quad (10)$$

Kde:

n - počet bodů měření

A - dosazuje se F_y , M_z , nebo F_x

MF a Meas - indexy označující výsledky měření

Boční síla F_y na obr. 43 je závislá na tlaku vzduchu v pneumatice a svislém zatížení. Odtud vztah pro tuhost zatáčení (řízení):

$$K_{y\alpha} = p_{Ky1} (1 + p_{py1} dp_i) F_{z0} \sin \left[2 \arctan \left\{ \frac{F_z}{p_{Ky2} (1 + p_{py2} dp_i) F_{z0}} \right\} \right] \quad (11)$$

p - parametry

Vyrovnávací moment M_z na obr. 44 je též závislý na huštění pneumatiky. MF počítá M_z vynásobením boční síly s dráhou pneumatiky. Dráha pneumatiky je dána parametrem D_i :

$$D_i = F_z \left(\frac{r_0}{F_{z0}} \right) (q_{Dz1} + q_{Dz2} df_z) (1 - q_{pz1} dp_i) \operatorname{sgn} V_{ex} \quad (12)$$

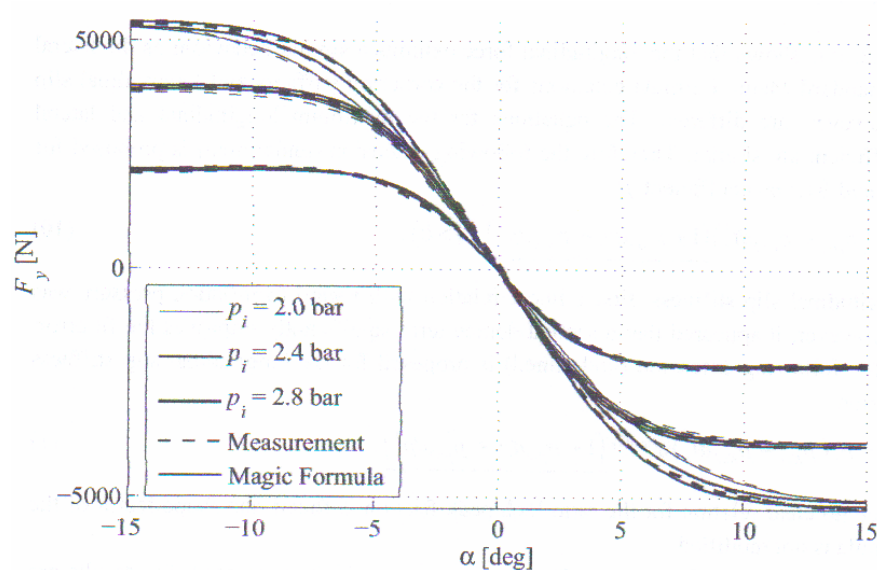


Kde:

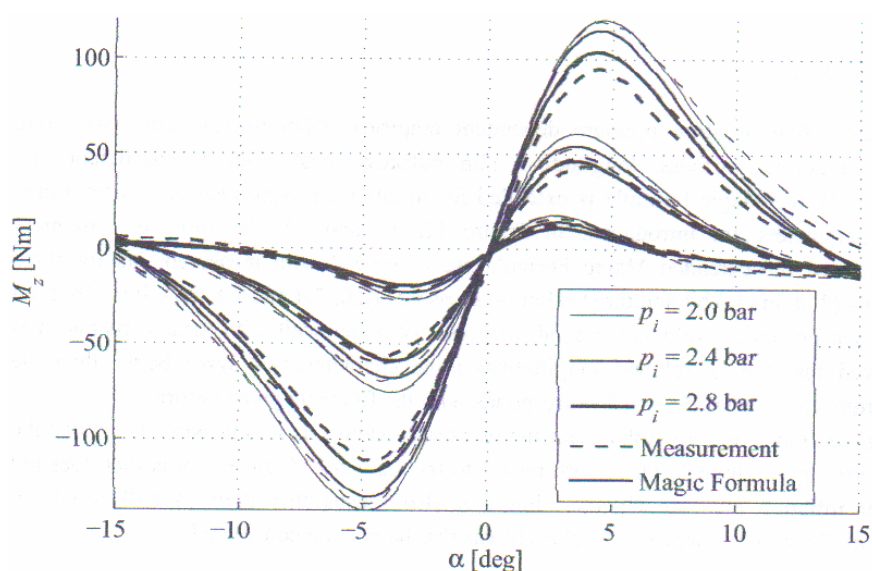
q - jsou parametry
 r_0 - nezatížený poloměr pneumatiky
 V - podélná rychlost

Podélná síla F_x vykazuje podobné chování jako boční síly. MF je rozšířena o podélného součinitele tření μ_x :

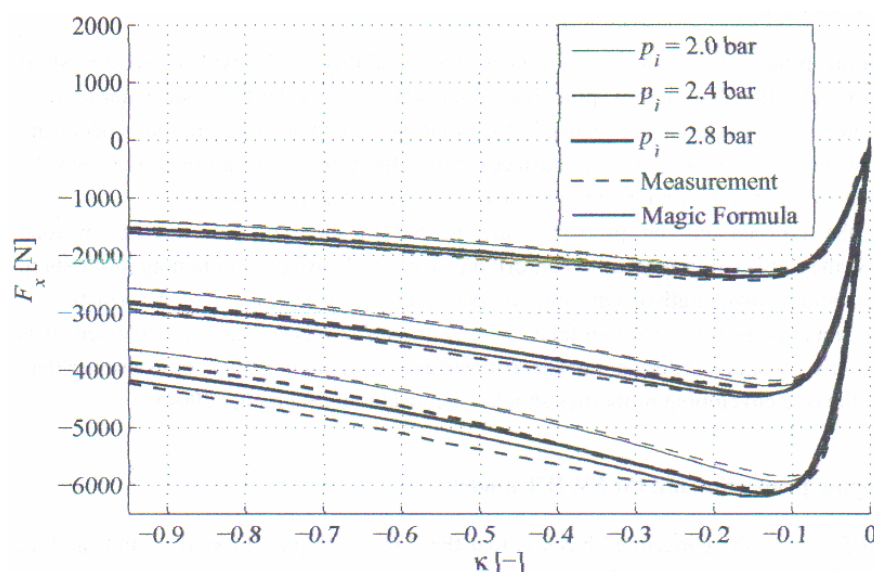
$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2}df_z)(1 + p_{px3}dp_i + p_{px4}dp_i^2) \quad (>0) \quad (13)$$



Obr. 43: Boční síla a výsledky pro tři huštění a svislá zatížení [7].



Obr. 44: Vyvážovací moment pro tři huštění a svislá zatížení [7].



Obr. 45: Podélná síla pro tři huštění a svislá zatížení [7].

Vývojová zlepšení původního Magic Formula modelu pneumatiky:

- MF - Tyre
- MF - MCTyre
- MF - Tool+
- MF - MCTool+

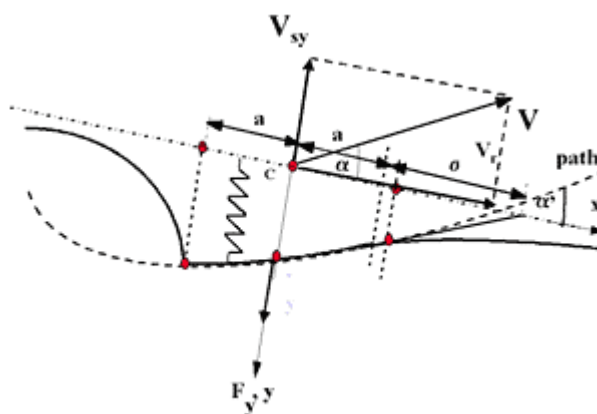
MF - Tyre model a jeho zlepšení umožňuje modelování při ustálených a přechodových stavech pneumatiky do frekvence 8 Hz.

Od verze MF - Tyre 5.2:

- zvládá závislost vertikální tuhosti na úhlu skluzu při dlouhém skluzu
- růst poloměru pneumatiky při otáčení
- závislost valivého odporu na rychlosti
- kombinované zatáčení a brždění

5.11. In-Plane dynamický model pneumatiky

Při rychlých změnách vyskytujících se např. při brždění na nerovném povrchu nebo při silném bočním kmitání již nestačí předpoklad stacionárního chování pneumatiky. Běhoun pneumatiky můžeme považovat za pružně zesílené napnuté struny.



Obr. 46: Přechodné chování pneumatiky [28].

Při rychlých změnách sil, potřebuje pneumatika určitý čas k dosažení stacionární odpovědi. Vzdálenost, na které je realizováno 63% stacionárních deformací je indikována jako relaxační délka σ . V případě bočního posuvu $y(t)$ pro běhoun v kontaktu s vozovkou, lze skutečný úhel skluzu α' popsat:

$$\alpha' = \alpha - \frac{dy}{dt} \cdot \frac{1}{V_\gamma} \quad (14)$$

Při malém úhlu skluzu α' :

$$F_y = C_{cy} \cdot y = C_{F\alpha} \cdot \alpha' \quad (15)$$

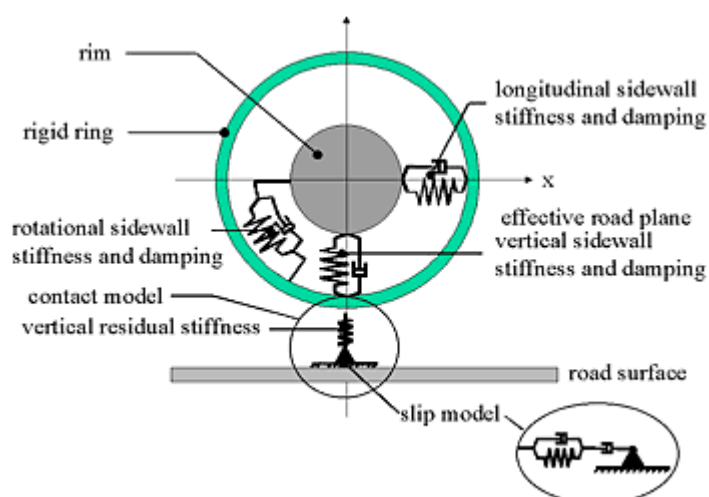
Boční tuhost pneumatiky C_{cy} a tuhost zatáčení $C_{F\alpha}$ zadáme jako první:

$$\sigma \cdot F_y + V_\gamma \cdot F_y = V_\gamma \cdot C_{F\alpha} \cdot \alpha \quad (16)$$

Pro relaxační délku σ definované jako poměr tuhosti zatáčení $C_{F\alpha}$ a boční tuhosti pneumatiky C_{cy} . Užitím lineárního vztahu mezi boční silou a úhlem skluzu α' se tato rovnice transformuje do:

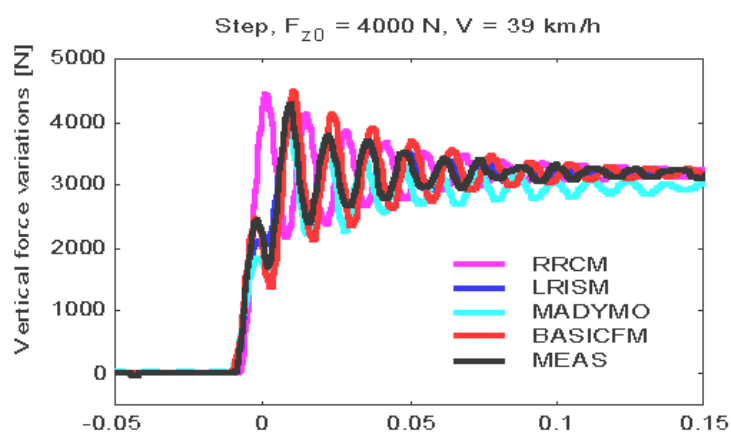
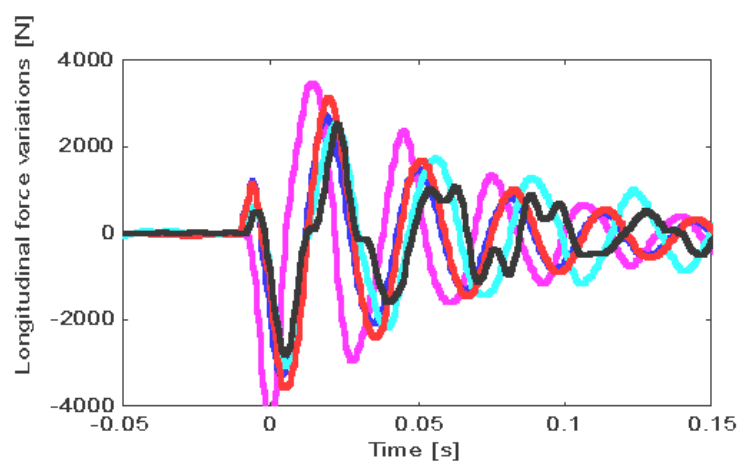
$$\frac{1}{V} \cdot \frac{dv_1}{dt} + \frac{v_1}{\sigma} = \tan \alpha \quad (17)$$

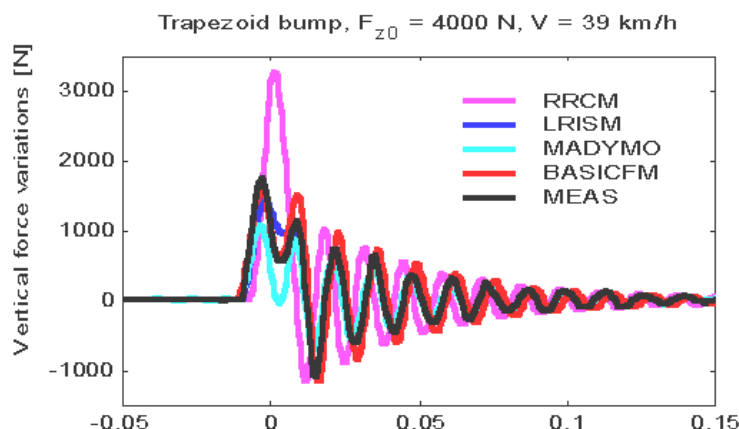
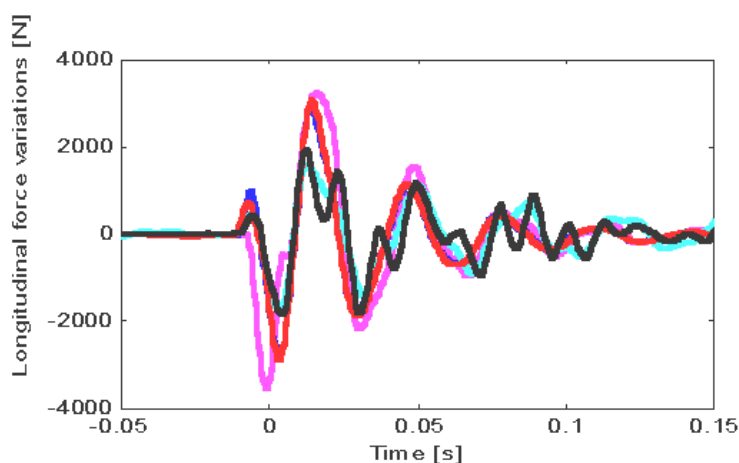
Vzhledem k faktu, že tyto dynamické oscilace mají přímý vliv na životnost pneumatiky, je nutné vyšetřovat pneumatiku i z tohoto hlediska. Zvláštní význam má tato kontrola u pneumatik osobních automobilů a lehkých nákladních vozidel.



Obr. 47: In-Plane dynamický model pneumatiky [28].

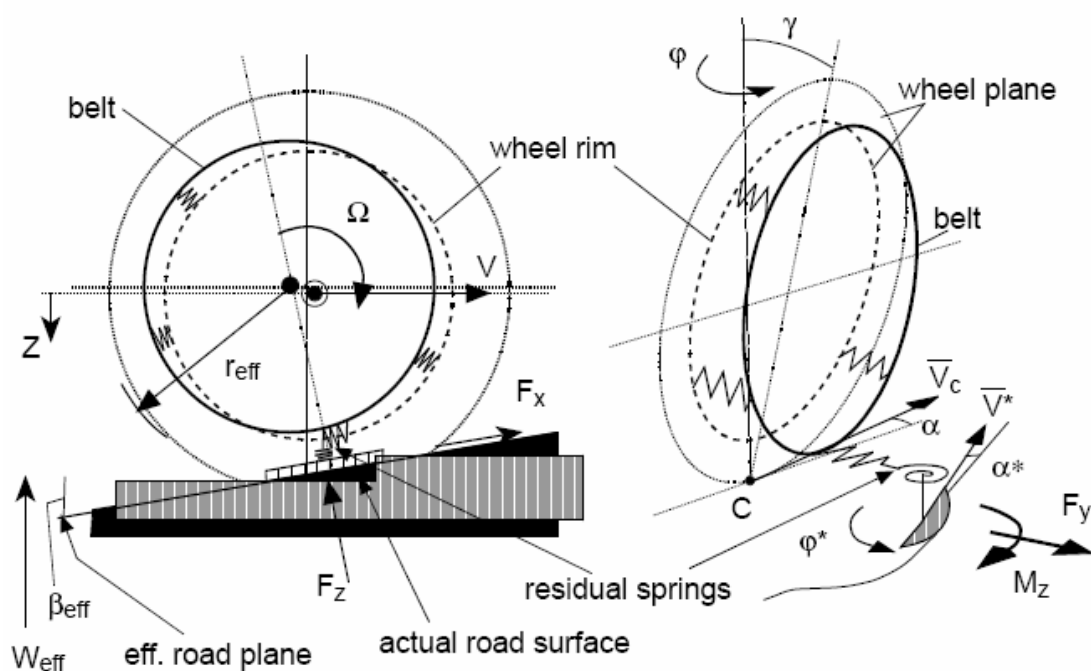
Na grafech obr. (45-48) je znázorněn dynamický výkon pneumatiky.

Obr. 48: Změna svislé síly F_z v čase [28].Obr. 49: Změna podélné síly F_x v čase [28].

Obr. 50: Změna svislé síly F_z v čase [28].Obr. 51: Změna podélné síly F_x v čase [28].

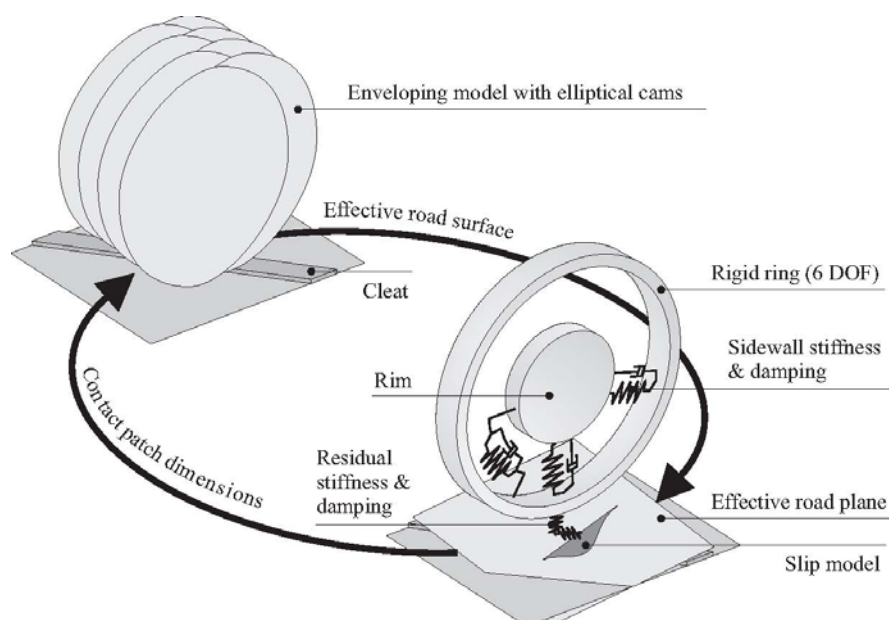
5.12. SWIFT model pneumatiky

Je dalším logickým vývojovým článkem Magic Formula modelu pneumatiky. Je tedy též semi – empirickým modelem a jeho název je zkratkou **S**hort **W**avelength **I**ntermediate **F**requency **T**yre (Krátká vlnová délka střední frekvence pneumatik). Používá se pro vývoj aktivních systémů řízení podvozku a optimalizaci vlastností vozidla a jízdy. Umožňuje simulace modelu pneumatiky při vyšších frekvencích (až 60 Hz) překážek na vozovce. Na vývoji spolupracovala Delft University of Technology s devíti automobilovými společnostmi. Model je schopen popsat dynamické chování pneumatiky v rovině podélné, svislé i příčné spolu s odklonem a řízením.

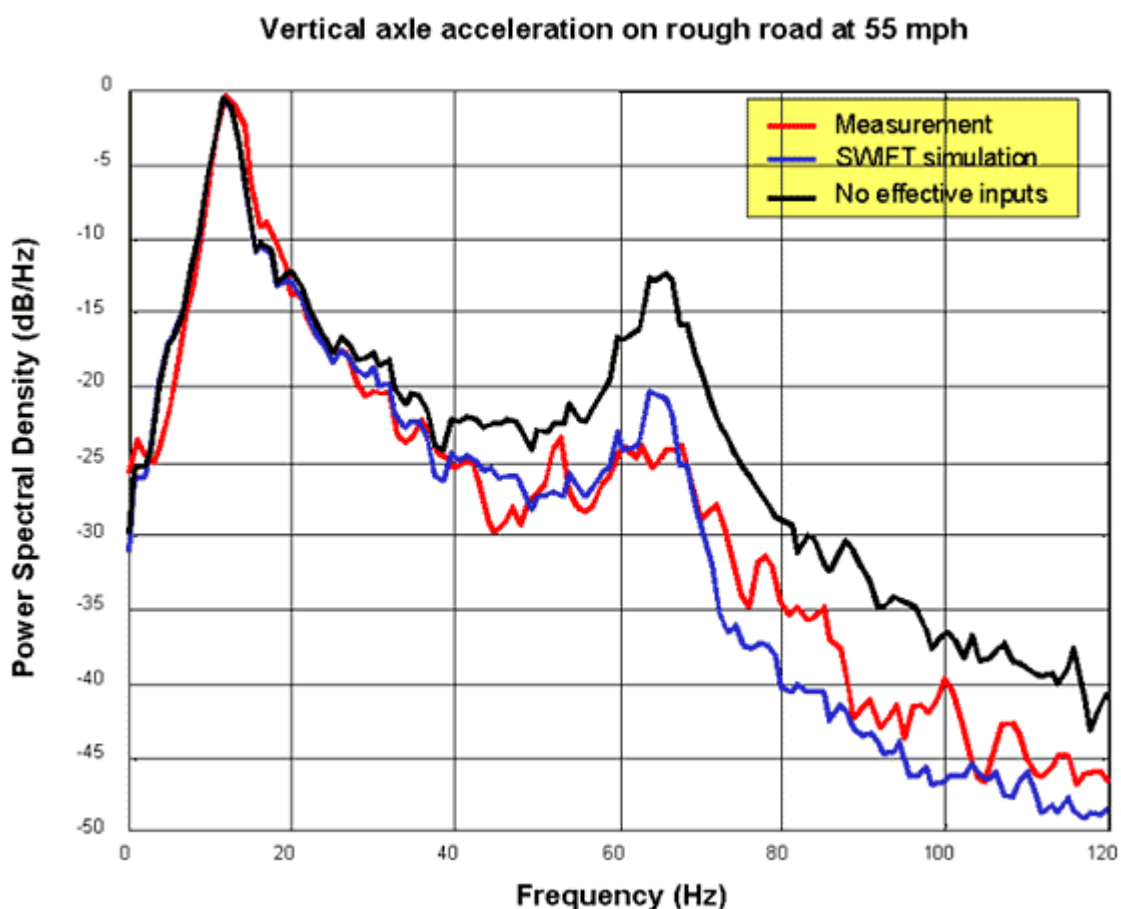


Obr. 52: Grafické znázornění modelu SWIFT [14].

SWIFT umožňuje simulace dynamického řízení/brždění (ABS/TCS), kontrolu komfortu a vibrací. Je součástí systémů VDC/ESP pro kontrolu chování a stability vozidla.



Obr. 53: Jiná prezentace SWIFT modelu pneumatiky [7].



Obr. 54: Jízdní výkon dynamické chování pneumatiky dodávkového automobilu [28].

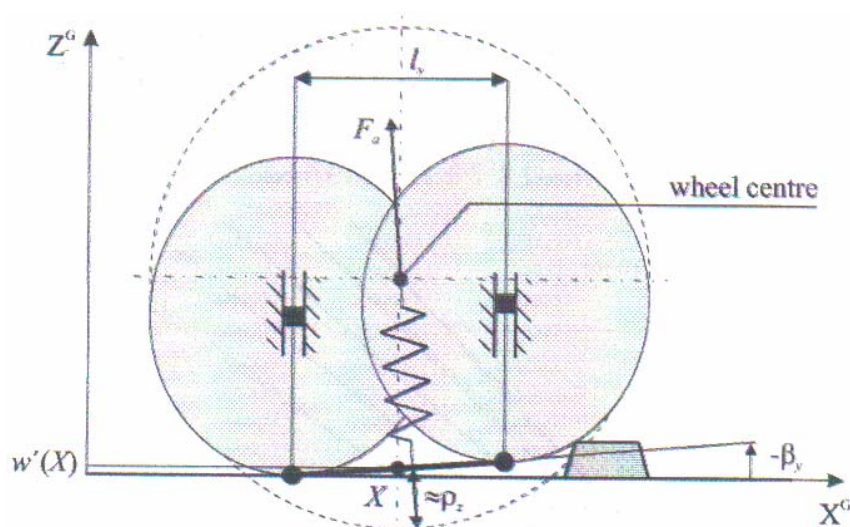
5.13. Tandem-cam enveloping model (obálkový model)

Jeho základem je model pneumatiky SWIFT. Vlastnosti pneumatiky a dynamika pneumatiky mohou být šetřeny samostatně. Model se skládá ze dvou pevných eliptických vaček v tandemové konfiguraci. Vačky jsou vzdáleny o hodnotu l_s . Vačky jsou v kontaktu s vozovkou alespoň v jednom bodě a je možný pohyb ve svislém směru. Tvar vačky odpovídá obrysu pneumatiky v kontaktní zóně z bočního pohledu. Vertikální tuhost pneumatiky F_z je získána z následujícího vztahu:

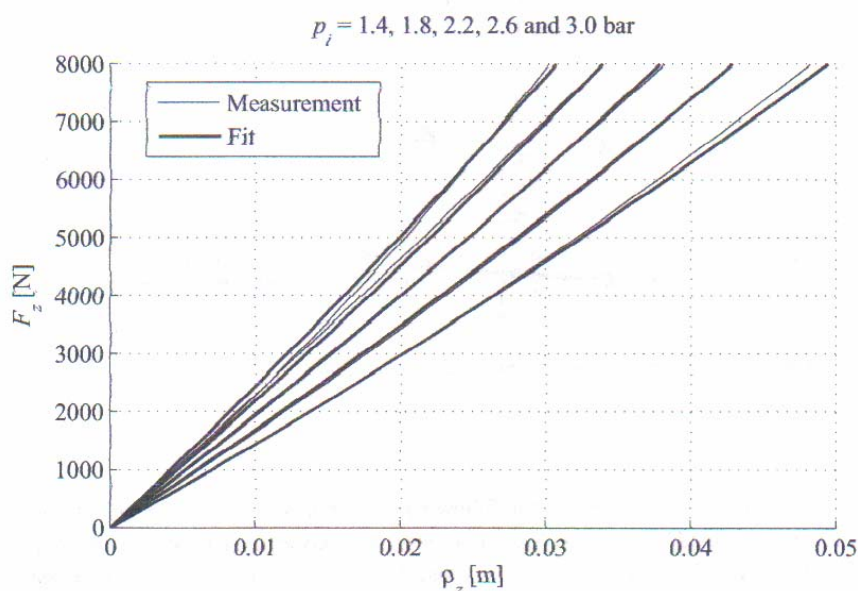
$$F_z = (1 + q_{Fz3} dp_i)(q_{Fz1} \rho_z + q_{Fz2} \rho_z^2) \quad (18)$$

Kde:

- q_{Fz} - parametry
- F_z - vertikální síla
- ρ_z - svislé vychýlení



Obr. 55: Obálkový model graficky (Schmeitz, 2004) [7].



Obr. 56: Vertikální síla v závislosti na vychýlení při 5-ti různých tlacích [7].

5.14. FTire model pneumatiky

Flexibilní prstencový model pneumatiky. Je plně 3D nelineární simulační model. Je určen pro simulace a předpoklad chování vozidla i při vysokém zatížení a vysokých frekvencích. Popisuje většinu složitých jevů na mechanickém základě a je tak mnohem víc než jen matematickou aproximací měřených silových charakteristik.

Je vhodný pro simulace dynamiky běhounu, rozložení tlaku v kontaktní ploše, valivého odporu, bočního kontaktu. Pracovní rozsah kmitů může být až do 200Hz. FTire je velmi rychlý a přizpůsobivý, dokáže simulovat nevyváženost a nehomogenost či místní opotřebení. Simulace rozložení teploty v běhounu.

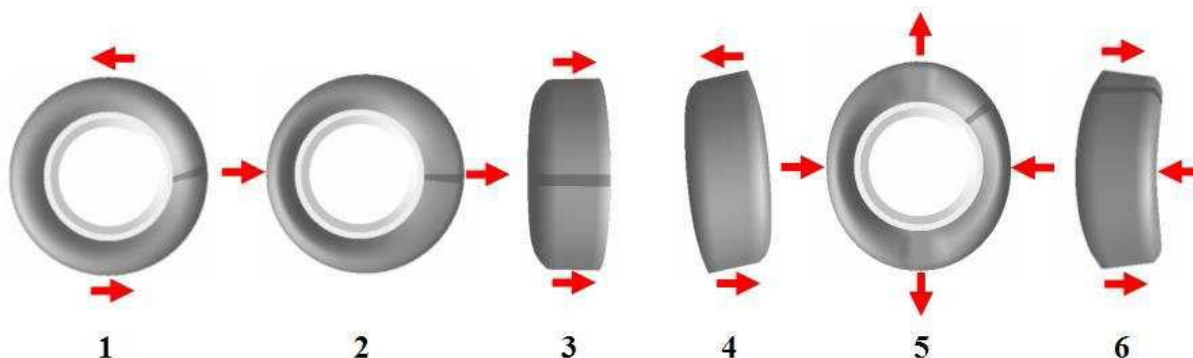
Absolutní hodnota tlakové síly F je dána:



$$|F_{pressure}| = 0,5 \cdot \frac{2\pi r_{belt}}{n_{seg}} \cdot w_{tread} \cdot p \quad (19)$$

Relativní snížení objemu malého segmentu pneumatiky při deformaci. Je vyjádřen jako rozdíl rychlosti změny a pro jednoduchost předpokládá konstantní deformaci:

$$G_V = -100 \frac{1}{V_{seg}} \cdot \frac{\delta V_{seg}}{\delta d_{seg}} \quad (20)$$



Obr. 57: Prvních 6 druhů vibrací nezátížené pneumatiky s pevným okrajem [31].

Příklady charakteristik pneumatiky o rozměru 195/65 R 15:

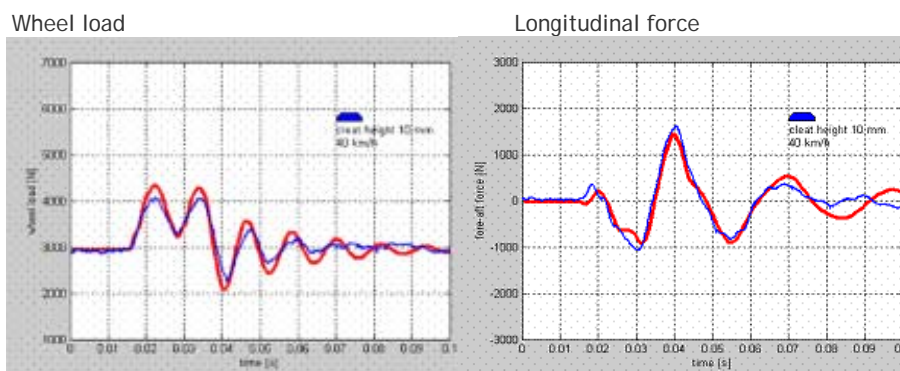


Fig 1: $v = 40 \text{ km/h}$, cleat height 10 mm

Obr. 58 [31].

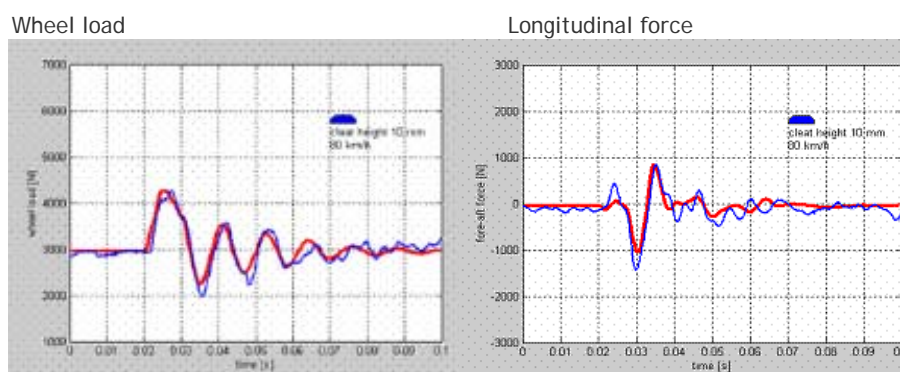


Fig 2: $v = 80 \text{ km/h}$, cleat height 10 mm

Obr. 59 [31].

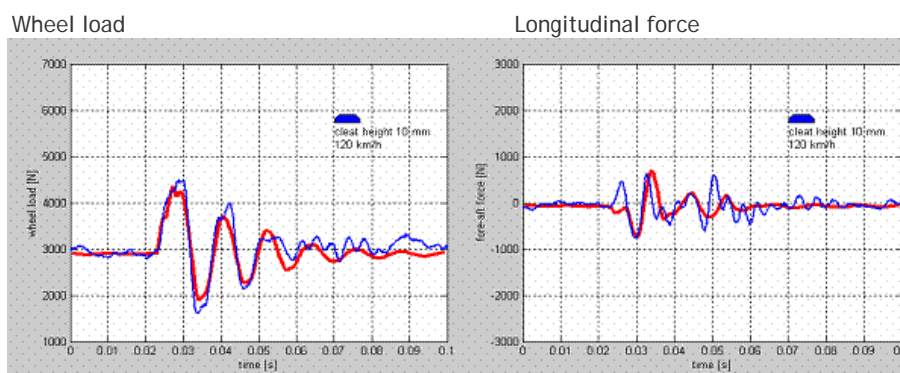


Fig 3: $v = 120 \text{ km/h}$, cleat height 10 mm

Obr. 60 [31].

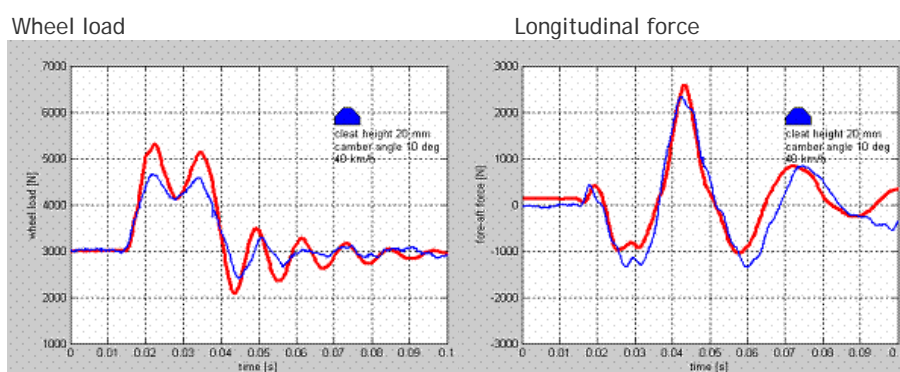


Fig 4: $v = 40 \text{ km/h}$, cleat height 20 mm, tire camber angle 10°

Obr. 61 [31].

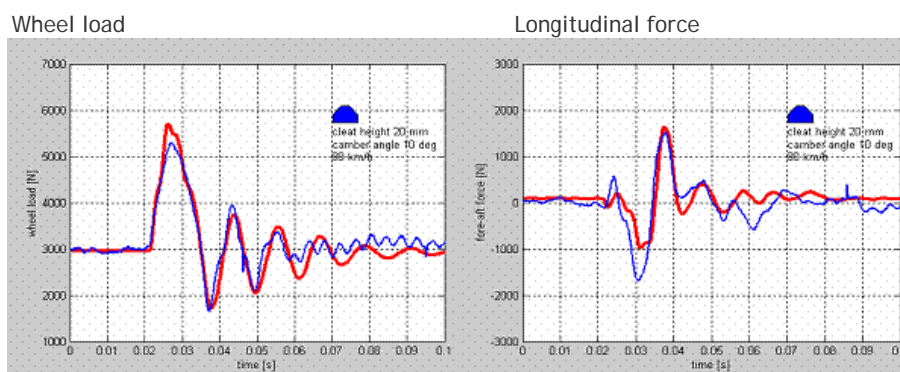


Fig 5: $v = 80 \text{ km/h}$, cleat height 20 mm, tire camber angle 10°

Obr. 62 [31].

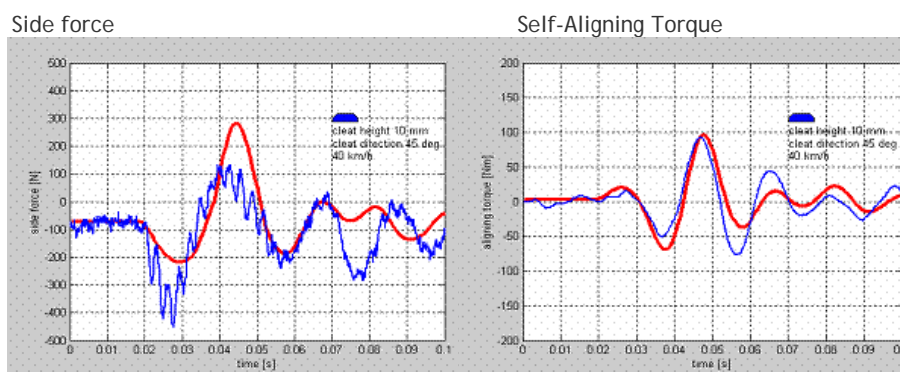
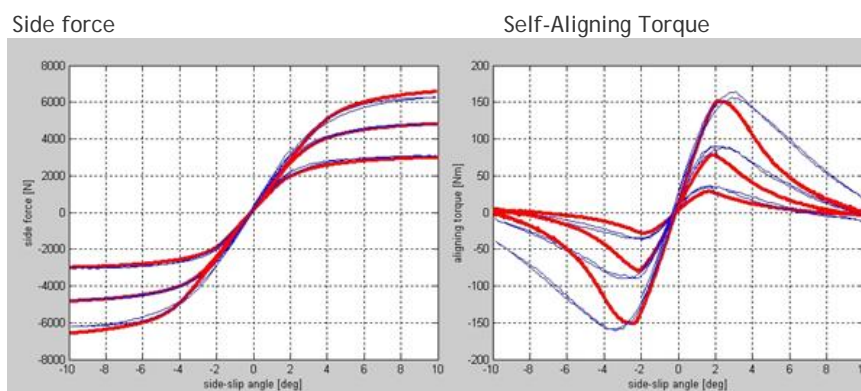


Fig 6: $v = 80 \text{ km/h}$, cleat height 10 mm, cleat orientation 45° , tire camber angle 45°

Obr. 63 [31].

Fig 7: Quasi-stationary side force and aligning torque characteristics, $F_z = 3,5,7$ kN

Obr. 64 [31].

5.15. HTire model pneumatiky

Je další z mnoha vývojových zlepšení Pacejkova MF modelu pneumatiky. Doplnuje FTire model všude tam, kde je důležitější rychlost výpočtu než přesnost.



6. ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo shromáždit dostupné informace o nejčastěji používaných matematických výpočtových modelech pneumatik, používaných při vyšetřování dynamiky vozidla, spolu s jejich matematickými popisy a charakteristikami pneumatik.

Problematika matematického modelování pneumatik je pro výzkum a výrobu velmi rozsáhlou a nákladnou kapitolou jak z hlediska sběru informací a vstupních veličin pomocí pozorování a normalizovaných či nenormalizovaných zkoušek, tak samotných výpočtů. Významnou úlohu budou hrát i zkušenosti konstruktéra.

Matematické výpočtové modelování je velmi specifickým, poměrně starým, ale neustále se rozvíjícím oborem. Jeho rozvoj závisí především na pokroku výpočetní techniky a softwarových prostředí v nichž jsou matematické modely provozovány. Neustálé inovace stávajících modelů i vývoj nových modelů směřuje ke stále propracovanějšímu obrazu pneumatiky, který postihuje stále větší a větší část provozních režimů v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Poměrně malá informovanost veřejnosti je způsobena jednak velmi úzkým okruhem vědeckých pracovníků vývojových středisek a také faktem, že každá firma si ve velmi silném konkurenčním prostředí velmi bedlivě střeží své vývojové i technologické postupy.

Dá se předpokládat, že s dalším rozvojem výpočetní techniky se i nadále budou matematické výpočtové modely pneumatik zdokonalovat a postihovat stále větší oblast chování pneumatiky při všech režimech jízdy vozidla a budou součástí všech systémů jízdní stability a komfortu.



7. POUŽITÁ LITERATURA A OSTATNÍ PRAMENY

- [1] Ing. Jan Krmela, Ph.D.: Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I. (vědecká monografie), Tribun EU s.r.o. 2008 1. vydání.
- [2] Ondřej Lavický: Výpočtové modelování deformačně-napěťových stavů pneumatiky (diplomová práce), VUT FSI Brno 2008.
- [3] H. B. Pacejka: Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis, Jan 1993, ISBN: 9026513321
- [4] Prof. Ing. František Vlk, DrSc: Podvozky motorových vozidel: Pneumatiky a kola; zavěšení kol, nápravy; odpružení; řídicí ústrojí; brzdové soustavy. Brno, 2006, 3. přepracované, rozšířené, aktualizované vydání, 464 s.
- [5] Ing. Klečka: Ověření systému řízením jízdy automobilu metodou HIL simulací; VŠB-TUO Ostrava: 2007, ISBN 978-80-248-1272-4.
- [6] Ing. Dvořák: Metodika pro hodnocení vozidel v jízdních manévrech na základě počítačových simulací a jízdních zkoušek (technická zpráva); Praha: ÚVMV, 2001.
- [7] Schmeitz, Besselink, Hoogh, Nijmeijer: Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes; TU Eindhoven, TNO Automotive Helmond, Nizozemsko
- [8] Kolektiv autorů: Gumárenská technológia II, Matador Úchov SR: GC TECH, 2000.
- [9] Jiří Marcín, Petr Zítek: Pneumatiky: gumárenské výroby I; Praha :SNTL,1985. 1. vydání, 492 s.
- [10] Jiří Marcín: Pneumatiky: výroba, použití, údržba; Praha: SNTL, 1976. 1. vydání, 269 s.
- [11] Jiří Marcín: Nové směry ve výrobě pneumatik; Praha :SNTL,1963. 1. vydání, 142 s.
- [12] Miroslav Fischer: Konstrukce pneumatik: učební text pro 4. ročník středních průmyslových škol chemických; Praha : SNTL,1962. 1. vydání, 115 s.
- [13] Emanuel Pitucha: Pneumatiky: výroba, údržba, opravy; Praha : Nakladatelství dopravy a spojů, 1961, 1. vydání, 251 s.
- [14] Jan J.M. van Oosten, Hans B. Pacejka: SWIFT-Tyre: An accurate tyre model for ride and handling studies also at higher frequencies and short road wavelengths; Abstract ADAMS Users' Conference 19-21 June, 2000, TNO, Orlando

**Internetové zdroje:**

- [15] <http://cs.autolexikon.net> [cit. 2011-04-10]
- [16] <http://cs.wikipedia.org> [cit. 2011-04-10]
- [17] <http://www.tipcars.cz> [cit. 2011-04-10]
- [18] <http://www.plastnet.cz> [cit. 2011-04-10]
- [19] <http://www.pneurevue.cz> [cit. 2011-04-10]
- [20] <http://www.pneumatiky.cz> [cit. 2011-04-10]
- [21] <http://www.axa-pneu.cz> [cit. 2011-04-10]
- [22] <http://www.auto.cz> [cit. 2011-04-10]
- [23] <http://www.autodoplňky.cz> [cit. 2011-04-10]
- [24] <http://audiklub.cz> [cit. 2011-04-10]
- [25] <http://www.techtydenik.cz> [cit. 2011-04-10]
- [26] <http://www.carmotor.cz> [cit. 2011-04-10]
- [27] <http://www.racer.nl> [cit. 2011-04-10]
- [28] <http://www.tut.fi> [cit. 2011-04-10]
- [29] <http://www.pneu-mania.com/> [cit. 2011-04-10]
- [30] <http://www.svet-pneu.cz> [cit. 2011-04-10]
- [31] <http://www.cosin.eu> [cit. 2011-05-20]